№ 10 Warszawa, 25 października 1938 r. Rok XVI

TECHNIKA CIEPLNA

CZASOPISMO ZWIĄZKU STOWARZYSZEŃ DOZORU KOTŁÓW W POLSCE

REDAKTOR: Inż. techn. JAN KOMARNICKI.
Wydawca: Związek Stowarzyszeń Dozoru Kotłów w Polsce.
REDAKCJA I ADMINISTRACJA: WARSZAWA, PIUSA XI, 32, m. 6. TEL. 8-81-47.
GODZINY BIUROWE ADMINISTRACJI — CODZIENNIE, OD 10 DO 15.

Prof., inż. B. TOŁŁOCZKO.

PALENISKA DLA DREWNA.

Paliwo. Drewno składa się z węgla *(C)*, wodoru *(H)*, tlenu *(O)*, azotu *(N)*, wilgoci *(W)* i popiołu. Wilgoć drewna waha się w bardzo szerokich granicach. Drewno świeżo ścięte posiada wilgoci *W* od 45 do 55%, w zimie mniej, na wiosnę więcej. Wysuszone na powietrzu w letniej suchej porze drewno zawiera wilgoci *W* od 15 do 25%. Dlatego wskazane jest ścinać drzewo w porze zimowej i zaczynać zabierać go do użytku dopiero po upływie około sześciu miesięcy. W niekorzystnych warunkach wilgoć dochodzi nawet do $W = 65\%$.

Ponieważ ten sam gatunek drewna posiadać może rozmaitą wilgoć, przyjęte jest — podobnie jak przy torfie — podawać skład pierwiastkowy i wartość opałową w odniesieniu do suchej masy palnej (bez wody i popiołu), która przy drewnie — wobec tego, że paliwo siarki nie posiada — jest identyczna z jego masą organiczną *(C, H, O, N)*. Skład pierwiastkowy zależny jest od gatunku drewna, różnice jednak nie są znaczne. Tab. 1 podaje przeciętny skład pierwiastkowy i wartość opałową dla masy organicznej drewna liściastego i szpilkowego. Jak widać różnice i tutaj są bardzo niewielkie.

Tab. 1.

Pierwiastek	Drewno liściaste	Drewno szpilkowe
C %%	50,5	51,0
H %%	6,1	6,15
O %%	42,8	42,25
N %%	0,6	0,6
Części lotnych %	85,0	85,0
h kal/kg	4460	4560

Ilość popiołu w drewnie jest nieduża i zależy od gatunku drewna. Różnice zależne od gatunku drewna nie są jednak wielkie. Większy wpływ na zawartość popiołu mają środki transportowe. Ilość popiołu odniesiona do suchej masy w drewnie przewożonym drogą lądową (koleją, wozami i t. p.) wynosi około $A = 1\%$, w drewnie spławianym — waha się znacznie i dosięgać może wielkości $A = 4\%$ z powodu osiadającego podczas transportu w wodzie na drewnie mułu, szczególniej w karbach i porach kory. Oczywiście, że takie zamulenie drewna a stąd i większa ilość popiołu w palenisku powstaje jedynie przy spalaniu drewna płynącego w wodzie (spławianego), a nie przewożonego na statkach lub barkach. W drewnie użytkowym, a więc mokrym ilość popiołu jest mniejsza i zależna od wilgoci. Np. przy $W = 40\%$ ilość popiołu w pierwszym wypadku wyniesie $A = 0,6\%$ w drugim — $W =$ do 2,4%. Drewno żużla nie wytwarza.

Wartość opałowa masy organicznej, czy też suchej masy palnej zależy w niewielkim tylko stopniu od gatunku drewna, jak to wynika z tab. 1. Natomiast ogromny wpływ na wartość opałową drewna użytkowego ma jego wilgoć, gdyż w miarę wzrostu zawartości wody, zmniejsza się nie tylko zawartość procentowa pierwiastków palnych, ale oprócz tego część ciepła wywiązanego przez ich spalanie zostaje zabrana na odparowywanie wilgoci. Znając wilgoć drewna możemy obliczyć jego wartość opałową. Oprócz metod teoretycznych podanych przez termodynamikę, praktyka rosyjska, która najwięcej posiada doświadczenia ze spalaniem drewna, podaje takie wzory empiryczne mniej dokładne wprawdzie od obliczeń teoretycznych, dające jednak możność szybkiego i łatwego obliczenia wartości opałowej drewna użytkowego (wilgotnego). Poniższe wzory Nadieżyna podają wartość opałową (dolną) drewna wilgotnego.

1. Dla drewna transportowanego drogą lądową:

$$h = 4370 - 49,7.\ W \quad kal/kg$$

2. Dla drewna spławianego:

$$h = 3870 - 44,5.\ W \quad kal/kg$$

Zależność wartości opałowej drewna od jego wilgoci jeszcze lepiej oświetla tab. 2. (Podane wartości są zaokrąglone i odnoszą

się do drewna transportowanego drogą lądową).

Tab. 2.

W %/%	15	20	25	30	35	40	50	60
h kal/kg	3620	3370	3120	2870	2590	2340	1940	1370

Ponieważ wartość drewna jako materiału opałowego jest głównie zależna od jego wilgoci, w praktyce rosyjskiej klasyfikacja drewna ustalona została nie w odniesieniu do jego gatunku lecz w zależności od stopnia wilgotności.

I. Drewno suche $W < 30\%$
II. Drewno napół suche W = od 30% do 50%
III. Drewno mokre $W > 50\%$

Porównywując wartość opałową drewna liściastego i szpilkowego (Tab. 1), widzimy, że wartość opałowa drewna szpilkowego jest nieco większa, tymczasem w praktyce uważa się odwrotnie — drewno liściaste za lepszy materiał opałowy niż szpilkowe. Jest to jednak sprzeczność tylko pozorna, wynikająca z różnic ciężarów właściwych rozmaitych gatunków drewna. Drewno nabywamy w jednostkach objętościowych np. w m^3, natomiast wartość opałowa drewna odnosi się do jednostek ciężarowych *(kg)*.

1 m^3 drewna zupełnie suchego (bezwodnego) ułożonego w stosy a więc ze szczelinami powietrznymi pomiędzy polanami waży:

dąb	ok.	405	kg
buk	„	390	„
brzoza	„	355	„
sosna, świerk	„	290	„
jodła	„	255	„

Wynika stąd, że ze spalania 1 m^3 drewna brzozowego otrzymamy:

$$Q = 4460 \times 355 = 1\,583\,300 \; kal/m^3.$$

a ze spalania 1 m^3 drewna sosnowego:

$$Q = 4560 \times 290 = 1\,321\,400 \; kal/m^3$$

a więc 1 m^3 drewna brzozowego daje ok. 20% więcej ciepła od drewna sosnowego.

Drewno szczapowe lub krąglakowe jakie otrzymuje się wprost z lasu, a nie trociny i odpadki krodukcji, spala się w takiej postaci tylko w paleniskach ręcznych. W paleniskach mechanicznych spalać go można jedynie po rozdrobnieniu.

Z palenisk ręcznych są używane: 1) palenisko ręczne z rusztem poziomym, to samo jakie stosujemy do spalania węgla kamiennego, 2) palenisko fartuchowe, 3) palenisko szybowe z rusztem poziomym i poziomym zwierciadłem spalania, 4) palenisko szybowe z rusztem poziomym i z pionowym zwierciadłem spalania, 5) palenisko szybowe z rusztem pochyłym.

Z palenisk mechanicznych do spalania drewna stosowane są tylko paleniska taśmowe.

Paleniska ręczne.

I. Palenisko z rusztem poziomym (takie jakie jest stosowane dla węgla kamiennego).

To uniwersalne palenisko zostało wymienione, gdyż tu i owdzie jest ono stosowane i dla drewna. Należy je jednak uważać za nieodpowiednie dla tego paliwa ze względu na a) małą wydajność i b) bardzo duży nadmiar powietrza. Mała wydajność jest wynikiem małej grubości i długości warstwy paliwa a tym samym małej ilości spalanego paliwa. Ponieważ w tym palenisku ruszt znajduje się na wysokości dolnej krawędzi otworu paleniskowego, przeto nie można naładować grubszej warstwy niż wysokość otworu, a więc nie więcej niż 300 *mm*. Tymczasem aby otrzymać większą wydajność, trzeba spalać drewno szczapowe w warstwie o grubości 700 do 1500 *mm*. Długość warstwy drewna nie może być tak duża, jak warstwy węgla kamiennego. Węgiel zarzuca się na ruszt łopatą i z tej racji długość warstwy może nawet przekraczać 2 *m*, natomiast polana drewna ładuje się rękoma, przy czym daleko w głąb paleniska sięgnąć nie sposób. Wprawdzie przy niektórych paleniskach, o których będzie mowa niżej, długość polan dochodzi do 2 *m*, ale w danym wypadku tak długich polan zastosować nie można. Robotnik musi tu bowiem nie tylko podnieść polano, ale i w chwili ładowania go do paleniska utrzymać je w wyciągniętych naprzód ramionach. Udźwignięcie w takiej pozycji polana 2 *m* długości dla człowieka nawet silnego jest niewykonalne i dlatego stosuje się tu polana znacznie krótsze, — najczęściej 1 *m* długości. Polana leżą wzdłuż paleniska i daleko w głąb paleniska sięgnąć nie można; wynika stąd, że długość warstwy paliwa równa się długości polana, a więc długość czynna rusztu wynosi najczęściej 1 *m*, co w porównaniu z rusztami dla węgla jest nie wiele.

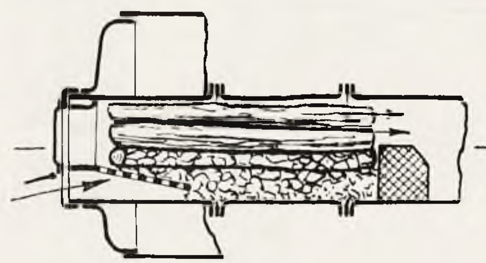
Duży nadmiar powietrza jest spowodowany również cienką warstwą. Pomiędzy szczapami względnie krąglakami drewna ułożonymi obok siebie i na sobie znajdują się duże szczeliny, którymi powietrze przepływa w nadmiarze do paleniska. Zawartość CO_2 w spalinach wynosi od 3 do 5% co odpowiada współczynnikowi nadmiaru powietrza λ = 4 do 6,5. Ten nadmiar mógłby być zmniejszony tylko przez zgrubienie warstwy, co w danym palenisku jest niemożliwe.

Cienka warstwa paliwa, jak i duży nadmiar powietrza powoduje, że w omawianym palenisku można spalać tylko drewno suche o wilgoci nie większej niż $W = 20\%$ i nie grubo porąbane. Osiągalne przy tym natężenie rusztu wynosi $Q/R = 300000 \; kal/m^2/g$.

II. Palenisko fartuchowe. (Rys. 1).

Palenisko fartuchowe jest paleniskiem wewnętrznym stosowanym przy kotłach płomienicowych. Nie posiada ono rusztu, zastępuje go częściowo t. zw. fartuch. Jest to płyta żeliwna podziurawiona, idąca od dolnej krawędzi otworu paleniskowego, pochyło w głąb paleniska. Pomiędzy tylną krawędzią fartucha a spodem płomienicy pozostawiona jest szczelina ok. 100 *mm*, służąca do wygarniania popiołu Usuwanie popiołu podczas ruchu jest jednak dość trudne. gdyż na popiele nagromadzonym na spodzie płomienicy po za fartuchem leży warstwa paliwa. Tę jednak trudność równoważy w pewnym stopniu fakt, że drewno nie daje żużla, a popiołu ma niewiele — około 1%. Z przodu palenisko jest zamknięte jak zwykłe płytą żeliwną z dwoma zamykanymi otworami: górnym do zasilania, otwieranym tylko w czasie zasilania, i dolnym — dla dopływu powietrza, otwartym stale podczas ruchu kotła. Drzwiczki do zasilania są jednak znacznie większe niż przy paleniskach węglowych. Poza niezbędną izolacją końca płomienicy winny one obejmować resztę przekroju płomienicy ponad fartuchem w celu ułatwienia ładowania polan do paleniska. Koniec paleniska jest ograniczony progiem. Paliwo leży częściowo na fartuchu, dalej w tyle paleniska — bezpośrednio na blasze płomienicy i zapełnia go aż do szczytu płomienicy. Powietrze wchodzące do paleniska przez dolne drzwiczki płyty frontowej rozdziela się w dalszej drodze. Jedna część przepływa przez otwory w fartuchu do przestrzeni między płytą frontową a czołem warstwy paliwa i następnie płynie przez szczeliny pomiędzy polanami drewna w kierunku osi płomienicy. Długość drogi, którą odbywa ta część powietrza w warstwie paliwa równa się zatem długości tej warstwy. Druga część powietrza podchodzi pod spód paliwa i po przejściu otworów w tyle fartucha płynie dalej tak samo jak poprzednie wzdłuż polan, jednak długość drogi w warstwie paliwa jest mniejsza niż długość warstwy. Tu tkwi cel zastosowania fartucha. W górnej części warstwa, gdzie drewno świeżo włożone suszy się i dopiero zaczyna palić, szczeliny pomiędzy polanami są swobodne, stwarzają przeto znacznie mniejszy opór dla przepływu powietrza niż w dole warstwy, gdzie są one częściowo zasypane odpadającym od polan węglem. Gdyby fartucha nie było, droga powietrza w warstwie paliwa byłaby na górze i na dole tej samej długości; na górze wskutek mniejszego oporu przepływu dopływałoby go znacznie więcej niż na dole, gdy tymczasem zapotrzebowanie powietrza jest odwrotne: na górze paliwo suszy się i dopiero rozpoczyna się palić, tam trzeba powietrza znacznie mniej niż niżej gdzie paliwo intensywnie się pali. Tę wadę usuwa — przynajmniej częściowo — fartuch, wyrównywując różnicę oporów przepływu przez skrócenie drogi powietrza w dolnej części warstwy paliwa.

Palenisko zasilane jest periodycznie i załadowywane aż do szczytu płomienicy. Polana leżą w kierunku osi płomienicy w jednej tylko warstwie. Załadowywanie w dwóch warstwach jest bardzo trudne i nie racjonalne. Do drugiej warstwy robotnik dosięgnąć nie może. Przesuwanie zaś drągiem z pierwszej warstwy na drugą mógłby uskutecznić tylko wówczas, gdyby druga warstwa była niższa od pierwszej. Prowadzi to do tego, że druga warstwa nie będzie załadowana aż do szczytu płomienicy, co powoduje bardzo znaczny przepływ powietrza w górnej części a stąd spadek sprawności kotła. W rezultacie więc załadowuje się zwykle paliwo tylko w jednej warstwie. Długość warstwy będzie wobec tego równa długość polana. Rzecz oczywista, że im polana bądą dłuższe, tym dłuższa będzie

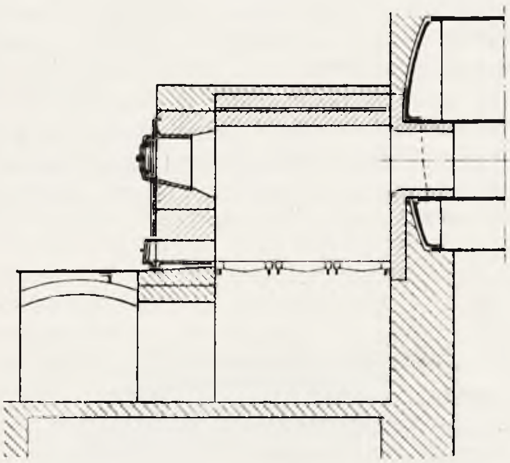


Rys. 1

droga powietrza w warstwie paliwa, wskutek tego mniejszy nadmiar powietrza i większa sprawność kotła. Długość polana ograniczona jest jego ciężarem ze względu na siłę fizyczną robotnika. Podobnie jak przy poprzednim palenisku palacz musi nie tylko podnosić polana ale i utrzymywać je w wyciągniętych naprzód ramionach w chwili ładowania paliwa do paleniska. Z tej racji nie można tu także zastosować zbyt długich a tym samym i zbyt ciężkich polan. Najczęściej używa się polan 1 *m* długości.

Regulacja tego paleniska dokonywuje się tylko przez zmianę ciągu. Zwiększając ciąg zwiększamy szybkość spalania a tym samym i ilość spalanego paliwa i wydajność kotła, zmniejszając ciąg — odwrotnie. Ta bardzo prosta regulacja nie jest jednak racjonalna. Każdej bowiem grubości warstwy danego paliwa odpowiada tylko jedna najkorzystniejsza wielkość ciągu, przy którym do paleniska dopływa minimum powietrza potrzebnego do zupełnego spalania. Jak wiadomo powiększanie ilości powietrza ponad teoretycznie potrzebną jest korzystne tylko do chwili kiedy spalanie będziemy mogli uważać za praktycznie zupełne, t. j. z małymi śladami *CO*. Dalsze powiększanie nadmiaru powietrza jest szkodliwe, gdyż nie dając w zysku nic, powodować będzie straty wskutek obniżenia temperatury w palenisku i powiększenia straty kominowej. Ponieważ za grubość warstwy przy palenisku fartuchowym trzeba uważać

jej długość, gdyż jak już poprzednio było powiedziane w tym kierunku powietrze przez warstwę paliwa przepływa, a długość jej jest stała, przeto istnieje tylko jedna najkorzystniejsza siła ciągu, przy której otrzymujemy maksimum sprawności kotła. Gdy wskutek większego zapotrzebawania pary zwiększymy ciąg, to wprawdzie zwiększymy ilość spalanego paliwa a przez to i wydajność kotła, lecz wzrośnie przy tym nadmiar powietrza, co spowoduje duży spadek sprawności kotła.



Rys. 2

Przy zmniejszaniu się zapotrzebowania pary, gdy zmniejszać będziemy ciąg, zmniejszymy ilość spalanego paliwa a przez to i wydajność kotła ale ilość powietrza doprowadzanego do paleniska będzie za mała dla ilości znajdującego się w tym palenisku paliwa. Powstanie wówczas niezupełne spalanie t. j. wywiązywanie się *CO*, co również spowoduje znaczny spadek sprawności. Charakterystyka kotła dla regulacji tylko przez zmianę ciągu będzie krzywą bardzo wypukłą, gdy tymczasem przy dobrej konstrukcji kotła i paleniska charakterystyka winna być możliwie płaska, czyli sprawność przy obciążeniu innym niż normalne (takie obciążenie przy którym sprawność jest największa) niewiele tylko zmniejszać się powinna.

Pomimo tej wady palenisko fartuchowe aczkolwiek bardzo prymitywne, jest dla spalania drewna odpowiedniejsze niż typ poprzednio opisany. Znacznie dłuższa droga powietrza w warstwie paliwa daje możność znacznego zredukowania nadmiaru powietrza. Osiągalny współczynnik nadmiaru powietrza $\lambda = 2$. Tak samo tłomaczy się także fakt, że można tu stosować drewno bardziej wilgotne i grubiej połupane. Wilgotność może dochodzić do $W = 35\%$. Z tego samego wreszcie wynika, że ilość spalanego drewna a stąd i wydajność kotła jest około trzech razy większą od kotła zaopatrzonego w palenisko poprzednio opisanego typu. Ponieważ to palenisko nie posiada rusztu, nie możemy go charakteryzować natężeniem rusztu a tylko natężeniem zwierciadła spalania, za które przyjęto uważać przekrój płomienicy ponad progiem. Natężenie zwierciadła spalania może dosięgnąć 3 000 000 *kal/m²/g*.

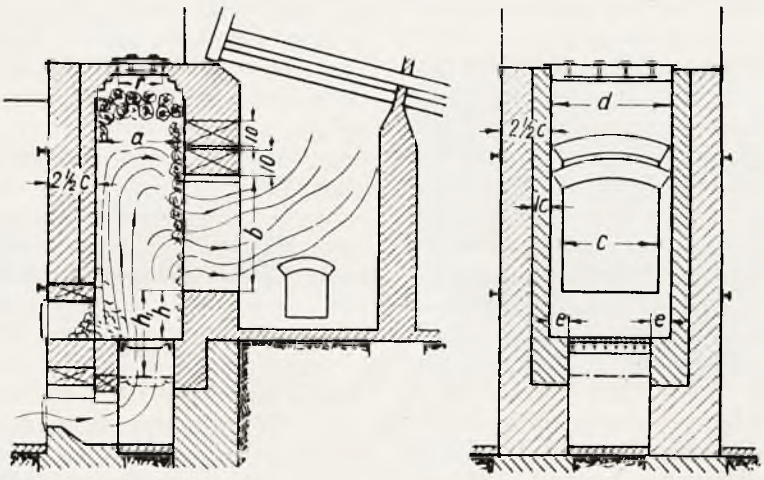
Palenisko szybowe z rusztem i zwierciadłem spalania poziomym (rys. 2) nazywane także paleniskiem szwedskim. Jest to palenisko zewnętrzne ukształtowane jako palenisko przednie, rzadziej jako dolne. Ruszt jest poziomy i umieszczony nie jak zwykle na wysokości dolnej krawędzi otworu paleniskowego, lecz opuszczony na dół o 700 do 1500 *mm*. Ma to na celu umożliwienie załadowania grubej warstwy drewna, co jak poprzednio powiedzieliśmy jest konieczne dla otrzymania odpowiedniej wydajności paleniska, jak też ograniczenia zbytniego nadmiaru powietrza. Na wysokości rusztu jest drugi mniejszy otwór zamknięty również drzwiczkami, służący do rozpalania i poprawiania drewna na ruszcie zapomocą drąga. Dolna krawędź otworu przez który zarzucamy drewno winna być położona o 700 do 800 *mm* ponad podłogą. Wyższe lub niższe położenie tego otworu utrudnia obsługę. Chcąc mieć oba otwory (do rozpalania i zasilania) dostępne z tego samego poziomu, trzeba budować paleniska takie nie głębsze niż 700 do 800 *mm*. Tymczasem praktyka wykazuje, że zwiększenie jeszcze bardziej grubości warstwy jest korzystne gdyż daje możność: a) spalania większej ilości paliwa, a tym samym podniesienia wydajności kotła, b) zmniejszenia nadmiaru powietrza, c) zastosowanie bardziej wilgotnego i d) grubiej połupanego drewna. Pogłębianie paleniska powoduje jednak konieczność jego obsługi z dwóch poziomów: zarzucania — z górnego, rozpalania i poprawiania — z dolnego poziomu. Otwór dolny nie może być ze względu na wygodę obsługi tuż pod pomostem, lecz musi być umieszczony niżej o około 500 *mm*. Z tego powodu spotykamy szyby paleniskowe głębokości 700 do 800 *mm* albo 1200 do 1500 *mm*. Pośrednie głębokości nie posiadają zastosowania. Polana na ruszcie leżą tylko w jednej warstwie, w kierunku podłużnym. Długość rusztu w kierunku prostopadłym do ściany frontowej jest o 100 do 150 *mm* dłuższą od długości polan. Większej różnicy nie powinno się dopuszczać, gdyż na końcach warstwy powstają wówczas duże luzy powiększające znacznie nadmiar powietrza. Długość polan stosowanych jest większa niż w paleniskach poprzednich, gdyż załadowanie jest łatwiejsze: robotnik podnosi polano i oparłszy je o opancerzoną dolną krawędź otworu, wpycha do paleniska. To też długości polan dochodzą nawet do 2 *m*. Jest to jednak długość rzadko spotykana, gdyż obsługa jest wówczas cięższa i wymaga bardzo silnych palaczy. Najczęściej stosuje się polana od 1 do 1,5 *m* długości.

Drewno może zawierać wilgoci do $W = 40\%$. Osiągalny współczynnik nadmiaru powietrza wynosi $\lambda = 1{,}5$. Natężenie rusztu

dochodzi do $Q/R = 1\,000\,000$ *kal/m²/g*. Wszystko jednak tylko przy głębokich szybach.

IV. Palenisko szybowe z pionowym zwierciadłem spalania (rys. 3).

W tym palenisku ruszt jest tak samo umieszczony na dnie szybu, znacznie jednak głębszego od poprzedniego. Drewno ładuje się do paleniska przez zamykany otwór znajdujący się w stropie, aż do całkowitego zapełnienia szybu. Na wysokości rusztu znajdują także jak poprzednio małe drzwiczki, służące do rozpalania i poprawiania warstwy za pomocą drąga. Powietrze pod ruszt dopływa przez drzwiczki położone jeszcze niżej. Spaliny z paleniska wypływają do kanałów kotła powoduje także periodyczne wahania ilości powietrza potrzebnego do spalania. Ponieważ w tym okresie ciąg jest stały, a stąd — w pewnym przybliżeniu — i ilość doprowadzanego powietrza także stała, przeto w pewnych momentach mamy brak powietrza, w innych zbyt duży jego nadmiar. To zjawisko stanowi jedną z głównych przyczyn niższej sprawności palenisk ręcznych, które są paleniskami o zasilaniu periodycznym, od palenisk mechanicznych, dających zasilanie ciągle. Omawiane ostatnio palenisko zasilane jest co prawda periodycznie, ale ponieważ drewno świeże nakłada się do części górnej szybu, gdzie paliwo się tylko suszy, natomiast do strefy spalania paliwo dochodzi w sposób ciągły, przeto pale-



Rys. 3

przez okno w ścianie pionowej. Jeżelibyśmy patrzyli na to okno od strony kanałów kotła widzielibyśmy pionową płonącą powierzchnię paliwa. Stąd pochodzi jego nazwa — paleniska z pionowym zwierciadłem spalania. Za grubość czynną warstwy paliwa należy uważać nie całą wysokość słupa paliwa znajdującego się w szybie, lecz długość drogi powietrza względnie spalin jaką one odbędą w warstwie paliwa od rusztu do wylotu z okna. Z powyższego wynika również, że paliwo znajdujące się w górnej części szybu (od górnej krawędzi okna aż do otworu zasilania) nie jest obmywane przez strumień gorących spalin i przez płomień. Do tej przestrzeni przesacza się z dołu tylko niewielka ilość spalin. Gdy drzwiczki do zasilania są zamknięte nie dopływa tam także powietrze. Te dwie przyczyny powodują, że drewno w górnej części szybu nie pali się a tylko się suszy. W tym palenisku mamy zatem wyraźne odgraniczenia strefy suszenia od strefy spalania: górna część szybu, powyżej górnej krawędzi okna tworzy strefę suszenia paliwa, poniżej zalega strefa spalania się paliwa.

Zasilanie paleniska jest periodyczne. W paleniskach w których gorące strumienie spalin i płomieni obmywają świeżo nałożone paliwo (do tego rodzaju należą poprzednio omówione typy palenisk) periodyczne zasilanie nisko nie posiada cech ujemnych palenisk z periodycznym zasilaniem.

Obsługa paleniska jest łatwiejsza od poprzednich. Ładując paliwo z góry palacz podnosi tylko polana ze stosu dowiezionego do kotłowni drewna i po przeniesieniu do otworu opuszcza na dół. Może je nawet przesunąć drągiem. To też mogą tu być stosowane zupełnie dobrze polana o długości 2 *m*. Ponieważ do górnej części szybu, do której załadowuje się drewno nie dochodzi płomień, ani gorące spaliny, może więc palacz dobrze ułożyć polana aby między nimi były jaknajmniejsze szczeliny, co bardzo dodatnio wpływa na zmniejszenie nadmiaru powietrza.

Regulacja paleniska odbywa się tylko za pomocą zmiany ciągu. Wady tej regulacji jednak mogą być zmniejszone przez zastosowanie wtórnego powietrza. Palenisko pracuje w pewnym stopniu jak generator. Do paleniska doprowadzamy mianowicie powietrza pierwotnego nieco mniej niż potrzeba, a powstałe CO spalamy za pomocą wtórnego powietrza. Metodę tę trzeba jednak stosować ostrożnie, gdyż przez zmniejszenie dopływu powietrza pierwotnego pogarsza się chłodzenie rusztu a przez to zwiększa jego zużycie.

Polana w szybie leżą równolegle do ściany forntowej, przeto przekrój szybu w tym kierunku, oznaczony na rysunku

literą *d*, równa się długości polan plus potrzebny dla załadowania luz od 100 do 150 *mm*. Luz ten nie powinien być większy, gdyż jak to już było powiedziane przy poprzednich paleniskach powstaje zwiększenie nadmiaru powietrza. Wymiar *a* przekroju szybowego w kierunku prostopadłym do ściany frontowej wynosi od 700 do 1000 *mm*. Wymiar ten wraz głębokością *h* dolnej części szybu — (od dolnej krawędzi okna do powierzchni rusztu), stanowi o długości drogi powietrza i spalin w warstwie paliwa. Wytwarzające się poczawszy od rusztu spaliny płyną w warstwie drewna początkowo pionowo do góry, na poziomie zaś dolnej krawędzi okna skręcają w jego kierunku i przecinają słup drewna poziomo. Jak już poprzednio zaznaczono grubość warstwy drewna powinna wynosić od 700 do 1500 *mm*. W tym zatem wypadku za grubość warstwy należy uważać średnią drogę spalin w warstwie paliwa, która wobec tego musi równać się podanej wielkości. Większe wymiary odpowiadają drewnu bardziej wilgotnemu, niższe bardziej suchemu. Wysokość górnej części szybu, ponad górna krawędzia okna, w której paliwo suszy się, wynosi 1200 do 2000 *mm;* niższa granica obowiązuje dla suchego, wyższa — dla wilgotnego drewna. Wysokość *h* dolnej części szybu (od rusztu do dolnej krawędzi okna), która jak powiedzieliśmy poprzednio razem z wymiarem *a* określa nam długość drogi spalin w warstwie drewna, wynosi 500 do 1000 *mm;* niższa wartość — dla drewna suchego, wyższa — dla wilgotnego. Przekrój okna oblicza się z ilości spalin i ich chyżości, która wynosić powinna nie więcej niż 12 *m/s*. Szerokość okna *c* jest o 200 do 300 *mm* mniejsza od wymiaru *d* szybu (w kierunku równoległym do ściany frontowej. W ogóle ten wymiar *c* musi być tak obrany aby polano przysunięte jednym końcem do ściany, drugim nie wychyliło się z okna. Znając przekrój i szerokość okna obliczymy stąd jego wysokość *b*. Ze względów praktycznych wysokość okna nie powinna przekraczać 1500 *mm*. Chodzi tu bowiem o to, aby polana, które zaczynają się palić w pobliżu jego górnej krawędzi, przy posuwaniu się na dół, zanim nie dosięgną dolnej krawędzi okna nie przepaliły się na tyle iżby kawałki ich mogły wysunąć się z warstwy do okna. Gdy bowiem wystające z okna polano lub jego część oprze się dolną krawędź okna, wówczas powstrzyma równomierne usuwanie się paliwa na dół, wskutek czego rozluźni warstwę jego niżej leżącą, co w rezultacie sprowadzi zmniejszenie wydajności paleniska oraz zwiększenie nadmiaru powietrza. Całkowitą wysokość szybu otrzymujemy sumując wysokości trzech jego odcinków poprzednio omówionych: 1) wysokości części szybu do suszenia (od otworu do zasilania do górnej krawędzi okna), 2) wysokości okna, 3) części szybu poniżej okna *h*. Rachunkowo wyznaczona jest tylko wielkość *b*, natomiast wielkość *h* oraz wysokość górnej części szybu do suszenia drewna określa się empirycznie zależnie od wilgoci drewna. Wysokie szyby mają więc zaletę, że umożliwiają użycie bardziej wilgotnego drewna, wadę natomiast iż zmniejszają ciąg. Wysoki szyb paleniskowy jest w swoim rodzaju kominem wywołującym ciąg w odwrotnym kierunku, a więc siła ciągu w kanałach kotła będzie równać się różnicy siły ciągu dostarczonej przez komin i siły ciągu wywołanej przez szyb paleniskowy. Wskutek tego wielkie szyby czasem dymią. Jest to objaw oczywiście należący do wad bardzo nieprzyjemnych. Wymiary rusztu są równe lub nieco mniejsze od wymiarów przekroju poziomego szybu. Stąd wynika, że długość rusztu t. j. wymiar w kierunku prostopadłym do ściany frontowej jest 700 do 1000 *mm*, a więc bardzo mały w porównaniu np. z długością rusztu w palenisku szwedskim albo z rusztami palenisk, które omawiać będziemy poniżej. Z mniejszą długością rusztu wiąże się mniejsza wydajność paleniska. Tej bezsprzecznej wadzie przeciwstawia się możność zastosowania drewna o wilgoci do 55% — największej z pośród wszystkich innych palenisk, oraz bardzo mały nadmiar powietrza. Osiągalny współczynnik nadmiaru wynosi $\lambda = 1.3$. Osiągalne natężenie rusztu: $Q/R = 1\,500\,000$ $kal/m^2/g$ należy również do najwyższych w tej kategorii palenisk. (D. c. n.).

Dr. Inż. ROBERT SZEWALSKI.

ZAGADNIENIA ROZWOJOWE W BUDOWIE TURBIN PAROWYCH I TURBOSPRĘŻAREK.

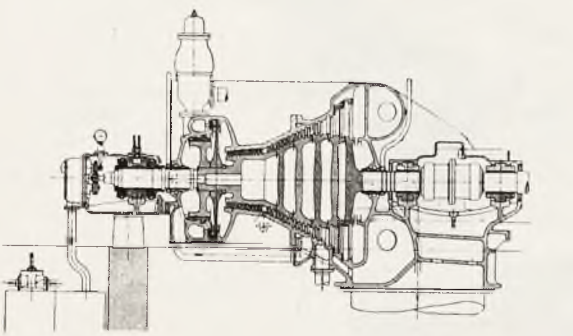
(NA TLE WRAŻEŃ Z SZWAJCARSKICH I NIEMIECKICH ZAKŁADÓW PRZEMYSŁOWYCH).

(Por. *Technika Cieplna*, 1938, str. 129)

W jednostkach dużej mocy, gdzieś powyżej 10.000 *kW*, stosuje się specjalne urządzenie do kontroli regulatora bezpieczeństwa (rys. 18), bez potrzeby podnoszenia ilości obrotów zespołu, a więc bez niepotrzebnie wysokiego natężania części konstrukcyjnych wirnika. Urządzenie to polega na doprowadzaniu do regulatora z przewodu tłoczącego pompki oliwy, której ciśnienie działa podobnie jak zwiększona siła odśrodkowa ciężarka i wywołuje z kolei ruch regulatora. Manometr wskazuje wysokość tego ciśnienia, a z wykresu odczytać można wzrost ilości obrotów odpowiadający temu ciśnieniu. Tym spo-

sobem można się przekonać czy regulator bezpieczeństwa działa prawidłowo.

Jeżeli w systemie regulacyjnym Brown Boveri jest jakaś luka, to chyba w braku możliwości wypróbowania regulatora bezpieczeństwa w turbinach mniejszej mocy. Bo wyłączając pewne sposoby nieco drastyczne, jak podważanie zaworów grupowych lub choćby usunięcie wbudowanego ograniczenia dla urządzenia do zmiany ilości obrotów, niema możliwości do zwiększenia ilości obrotów turbiny wbrew regulatorowi głównemu. Albo raczej nie wykorzystano takiej możliwości. Tkwi ona potencjalnie w samym układzie oliwnym i zmieniając celowo ciśnienie oliwy, np. przez odpowiednie traktowanie jakiegoś przelewu, można by ilość obrotów turbiny bez trudu powiększyć.



Rys. 19. **Nowoczesny wirnik turbinowy o konstrukcji spawanej. (Według katalogu f-my Brown Boveri).**

Nie jest rzeczą możliwą omówić w krótkim zarysie wszystkie choćby tylko ważniejsze ulepszenia zastosowane w nowszych konstrukcjach turbin systemu Brown Boveri. Opis niniejszy byłby jednak grubo niekompletny, gdybym nie wspomniał jeszcze o niektórych konstrukcjach spawanych i o roli, jaką przypisuje się spawaniu w Zakładach Brown Boveri. Konstrukcje spawane nie tylko zastąpiły tu z powodzeniem niektóre stosowane do niedawna konstrukcje lane i kute, ale w poszczególnych wypadkach wyrosły już z poszukiwań nad specyficznym rozwiązaniem problemów konstrukcyjnych przy pomocy spawania, tak jak istnieją właściwe sposoby kształtowania części maszynowych drogą kucia albo odlewania. Można nawet powiedzieć, że niektóre konstrukcje powstałe przez spawanie nie byłyby wogóle możliwe do wykonania na innej drodze, z pominięciem tej metody. Pod tym względem posiadają niektóre konstrukcje Zakładów Brown Boveri charakter wprost pionierski, awangardowy.

Rzecz oczywista, że jest tu mowa o elektrycznym spawaniu części maszynowych, podczas gdy spawanie autogeniczne wchodzi co najwyżej w rachubę dla robót podrzędnych, a więc łączenia rur układu oliwnego oraz mniejszych rur parowych. Zakłady Brown Boveri stosują przy tym do spawania w łuku elektrycznym wyłącznie tylko prąd stały, jako dogodniejszy w użyciu i warunkujący lepsze własności spoiny.

Jeżeli chodzi o turbiny, spawa się tu głównie płyty fundamentowe, różne rodzaje wirników, skrzynki dyszowe oraz po części łopatki pracujące.

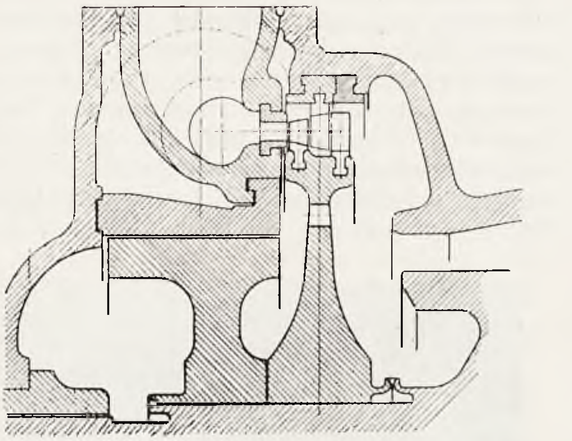
Spawane płyty posiadają przede wszystkim zaletę znacznej lekkości i są tańsze od lanych. Różnica jest tak poważna, że nową konstrukcję przejęły też, choć z pewnymi odmianami, inne fabryki turbin jak np. Escher Wyss lub Siemens. Wysuwane tu i ówdzie zarzuty niedostatecznej sztywności płyt spawanych mogłyby być słuszne tylko wtedy, gdyby płyty te nie tkwiły w betonie. Natomiast jest rzeczą oczywistą, że sposób zabetonowania płyty zależy od jej sztywności; musi być inny dla płyt lanych, inny dla spawanych. Jeżeli się tego nie uwzględnia, dochodzi się swoją drogą do smutnych rezultatów w praktyce.



Rys. 20. **Elementy nowoczesnego wirnika turbinowego B. B. C. o konstrukcji spawanej — w widoku, przed spawaniem. Na zdjęciu widoczne rowki odciążające w pobliżu przyszłych szwów. (Według Brown Boveri Mitteilugen 1937, str. 318.**

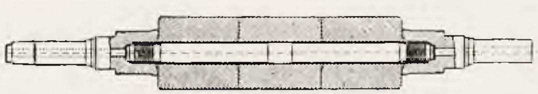
Poważnym postępem w dziedzinie konstrukcji spawanych, a także budowy turbin w ogóle, było wprowadzenie w r. 1931 spawanych wirników. Duże, trudne do wykonania części kute zastąpiono tu pełnymi tarczami, a więc elementami względnie prostymi. Połączone ze sobą na pewnym promieniu przez spawanie składają się te tarcze na wirnik lekki a jednak wybitnie sztywny (rys. 19), o wysokiej krytycznej częstości drgań własnych, tak pożądanej dla turbin reakcyjnych, nie mówiąc już o tym, że dopiero ta konstrukcja umożliwiła, dzięki doskonałemu wykorzystaniu własności wytrzymałościowych materiału, na dalsze bardzo znaczne zwiększenie mocy krańcowej turbin. Porównanie tego wirnika z ciężkim, masywnym wirnikiem reakcyjnym, pozwala dojrzeć jego zalety z całą wyrazistością. Jego bezwładność cieplna jest niewielka, zarówno uruchomienie turbiny jak i jej zatrzymanie może być przeprowadzone w stosunkowo krótkim czasie.

Jeżeli chodzi o samą fabrykację wirnika, musi ona czynić zadość dwom warunkom podstawowym: 1) zarówno sama spoina jak i przyległe partie materiału wirnika muszą wykazywać po spojeniu pożądane własności mechaniczne, w szczególności zaś nie powinny one ulec utwardzeniu, 2) wirnik winien być wolny od niebezpiecznych naprężeń ter-



Rys. 21. Szczegół części wysokoprężnej turbiny B. B. C. jako przykład spawania wirnika i skrzynki dyszowej. (Według katalogu f-my Brown Boveri).

micznych. Jeżeli wziąć pod uwagę, że powierzchnie wypromieniowujące ciepło, t. j. cylinder zewnętrzny, są przy tej konstrukcji bardzo duże, a przez to i szybkość ostygania połączenia (tym większa zresztą im mniejsza grubość spawanej ścianki), zrozumiały staje się stwierdzony przez doświadczenie fakt, że spoina ostyga z temperatury około 1.500° do kilkudziesięciu w ciągu jednej minuty, a zatem szybciej, niż to ma miejsce przy hartowaniu w oliwie. Z tego powodu używa się do spawania elektrod ze

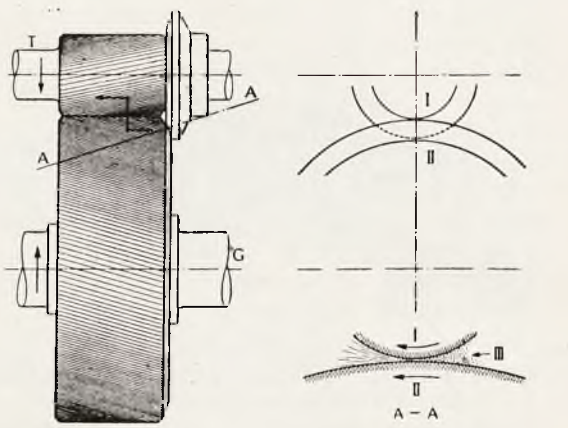


Rys. 22. Wirnik turboprądnicy syst. Brown Boveri, składany z części. (Według Brown Boveri Mitteilungen 1936, str. 15.

stali stopowej chromo - niklowej o strukturze austenitycznej niehartownej, a zarazem odpornej na utlenienie w czasie spawania. Ponadto poddaje się wirniki spawane starannemu długotrwałemu wyżarzeniu przy temperaturze od 600° do 650° *C*. Wyżarzenie takie usuwa za jednym zachodem niemal całkowicie szkodliwą twardość szwów i rozładowuje zarazem możliwe naprężenia termiczne wirnika. Sama konstrukcja musi być oczywiście też dostosowana do gwałtownych skoków temperatury następujących w spoinie w czasie spawania. Tajemnica powodzenia leży tu przede wszystkim w stosownym doborze rowków odciążających umieszczonych po obu stronach spoiny (rys. 20), których zadaniem jest nadanie konstrukcji potrzebnej elastyczności w czasie spawania. Podobne rowki widzimy w ciekawym przykładzie połączenia koła Curtis'a i tłoka odciążającego z wałem (rys. 19 i 21). Oczywiście niema tu mowy o rozluźnieniu się takiego połączenia.

O spawaniu łopatek wirnikowych była już mowa przy innej sposobności. Metodę tę stosuje się tylko w stopniach regulacyjnych turbin pracujących parą o wysokim ciśnieniu i temperaturze, gdzie tego wymaga wzgląd na niezawodność ruchu. W innych wypadkach konstrukcja ta, która zdała już egzamin ze swej przydatności, byłaby oczywiście za kosztowna.

Podobny podział na części, co wirnik turbiny, wykazuje też wirnik turboprądnicy Brown Boveri (rys. 22), przynajmniej je-



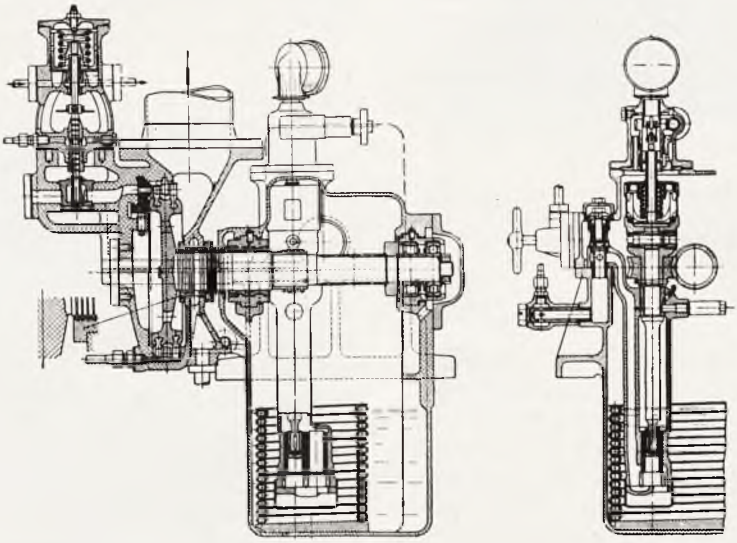
Rys. 23. Schemat przekładni śrubowej z grzebieniem oporowym według wykonania f-my Brown Boveri. (Według katalogu f-my Brown Boveri).

żeli chodzi o jednostki większej mocy. Konstrukcja ta sięga swym początkiem około 10 lat wstecz, do okresu rozwojowego charakteryzującego się przez niezmiernie szybki wzrost mocy jednostkowej turbozespołów. Poszczególne przodujące fabryki turbogeneratorów miały wtedy możność poczynienia pewnych dość smutnych doświadczeń z wytrzymałością induktorów. Skłoniły one Zakłady Brown Boveri do zastąpienia litego bloku kutego szeregiem mniejszych pierścieni nasuniętych na trzpień centralny i odpowiednio ściśniętych razem od czoła, tak mocno, aby nacisk jednostkowy na powierzchniach styku większy był od naprężeń powstających w pełnym bloku na skutek zginania. Podział na elementy o mniejszych rozmiarach ułatwił kontrolę materiałową i przede wszystkim samo wykonanie. Inne fabryki nie poszły za tym przykładem, gdyż huty nauczyły się z czasem kuć duże bloki o odpowiednich własnościach wytrzymałościowych. Zakłady Brown Boveri pozostały jednak w pewnych wypadkach przy tym systemie, który umożliwia im dziś dotrzymywanie krótszych terminów dostawy.

Z ciekawszych nowości konstrukcyjnych należało by jeszcze wspomnieć o patentowanym sposobie znoszenia sił osiowych w obrębie przekładni śrubowych (rys. 23). Dotychczas jedynym lekarstwem na to było stosowanie zębów strzałkowych (daszkowych). Mają one jednak tę wadę, że uzębienie pojedyńczych połówek nie da się nigdy wykonać ściśle symetrycznie, z dokładnością taką jak dla pojedyńczego koła śrubowego i skutkiem tego mniejsze koło, połączone np. sprzęgłem podatnym z turbiną, zmuszone jest bezustannie zmieniać, chociaż bardzo nieznacznie, swoje położenie osiowe. Przy dużych szybkościach obwodowych mogą te ruchy koła okazać się przykre w praktyce. To też fabryka Brown Boveri stosuje obecnie, gdzie tylko to jest możliwe, pojedyncze koła śrubowe, a powstającą siłę osiową znosi przeważnie w obrębie samej przekładni przy pomocy grzebienia oporowego umieszczonego na wale koła mniejszego, a opierającego się o powierzchnię czołową koła większego. Tym sposobem zbędne są łożyska oporowe, ani też nie przenosi się siła osiowa na kadłub przekładni. Powierzchnie nacisku są powierzchniami stożkowymi, o kącie wierzchołkowym około 160°, zatem styk jest wzdłuż linii prostej. Pomiędzy powierzchniami styku wytwarza się, podobnie jak w łożysku Michell'a, klin oliwny zdolny do przyjęcia znacznych nacisków osiowych, przy czym straty energii są nieduże, gdyż względna szybkość powierzchni ślizgowych obracających się wszak w tym samym kierunku jest stosunkowo bardzo mała.

Turbozespoły poniżej 3.000 *kW* pracują prawie wyłącznie tylko jako wysokoobrotowe z przekładnią, tak ze względu na cenę jak i na ekonomię ruchu. Przy tym widoczna jest tendencja do stosowania dla małych mocy bardzo wysokich ilości obrotów, a więc 10.000/*min* i powyżej. Turbina otrzymuje wtedy tak małe wymiary, że kadłub jej można przyczepić bez obawy do skrzynki z przekładnią (rys. 24). Daje to dużą oszczędność na wadze i cenie zespołu. Dla przykładu podam, że gdy np. turbinka o mocy 150 *kW*, starego typu, n = 5.000 *P/min*, ważyła około 2.000 *kg* i kosztowała około 11.000 *frs*, to pracująca w analogicznych warunkach pary turbinka nowego typu o mocy większej bo 250 *kW*, bardzo szybkobieżna n = 14.000 *P/min*, waży tylko niewiele ponad 500 *kg* i kosztuje nieco ponad 7,000 *frs*.

Jest rzeczą charakterystyczną, że małe szybkobieżne turbinki wymagają w polu prób, przy doprowadzaniu ich do stanu używalności, bardzo znacznej pracy inżyniera, podczas gdy turbiny większe normalnoobrotowe absorbują go tylko minimalnie, przy nastawieniu regulacji. Przyczyna tego stanu rzeczy tkwi w tym, że wyrównoważenie wirników odbywa się przeważnie przy stosunkowo niskich ilościach obrotów, więc dajmy na to: 500 do 1000*P/min*. Wyrównoważenie takie wystarczy dla turbin normalnoobrotowych, których wirniki są względnie sztywne, w turbinach zaś wysokoobrotowych już najmniejsze ekscentryczności powodują znaczne przegięcia gibkich wałów i w polu prób trzeba przy normalnych ilościach obrotów dokończyć dzieła wyrównoważenia, co jest rzeczą dosyć mozolną i długotrwałą. Przy tym uruchomianie tych turbinek, które przychodzą na pole prób najczęściej bez maszyny napędzanej, a nieraz i bez przekładni, wymaga z powodu minimalnego momentu bezwładności mas wirujących turbinki dużego doświadczenia i zdrowych nerwów prowadzącego próbę inżyniera. Najmniejsze bowiem „porcje“ pary wpuszczone do turbinki powodują już niesamowite harce tachometru, którego wskazówka skacze w okamgnieniu o kilka tysięcy obrotów wzwyż, oczywiście aż póki regulator nie obejmie rozrządu pary.

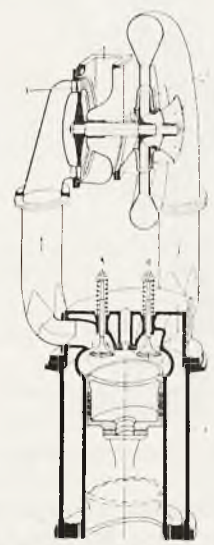


Rys. 24. Wysokoobrotowa turbina z przekładnią (Według katalogu f-my Brown Boveri).

Rzut oka na warsztat większej fabryki turbin poucza od razu o popularności tur-

bin przemysłowych, a więc przeciwprężnych, z pobieraniem pary i t. d., w nowoczesnej gospodarce energetycznej. Wśród nich stanowią znowu poważny odsetek maszyny na najwyższe prężności pary, jako że zysk z podwyższenia ciśnienia początkowego jest tu stosunkowo większy niż w maszynach kondensacyjnych i nie trzeba się także obawiać zawilgocenia pary w końcu ekspanzji. W parze z wysokimi ciśnieniami idą też często wysokie temperatury początkowe pary, nawet powyżej 500° *C*. Tak np. Zakłady A. E. G. podają, że w pierwszej połowie roku 1937 przyjęły zamówienia na 19 turbin o ciśnieniach początkowych od 50 do 115 *at* i temperaturach pary od 450 do 515° *C*!

Ciekawą jest też statystyka zamówień udzielonych Zakładom A. E. G. w czasie od



Rys. 25. Schemat zespołu doładowującego według patentu Büchi: 1) cylinder silnika Diesel'a, 2) sprężarka, 3) turbina gazowa, 4) zawór wlotowy, 5) zawór wylotowy. (Według Brown Boveri Mitteilungen 1937, str. 177).

1. X. 1936 do 30. VI. 1937, którą dysponuję. W liczbach stosunkowych (%) wyrażają się one następująco:

Maszyny o mocy	ilość	moc całkowita
< 500 *kW*	33,3 %	1,3 %
500 — 1000	10,5	1,7
1001 — 2000	9,7	3,1
2001 — 10000	30,7	27,0
> 10000	15,8	66,9
razem	100,0 %	100,0 %

Z zamówień powyższych przypada na:		
turbiny i turbozespoły wysokoobrotowe z przekładnią	48,7 %	12,2 %
turbiny i turbozespoły sprzężone bezpośrednio	45,3	81,4
same turbogeneratory	0,8	1,3
turbosprężarki	5,2	5,1
razem	100,0 %	100,0 %
Dalej na:		
turbiny przemysłowe	64,4 %	51,0 %
turbiny elektrowniane	25,1	46,5
turbiny okrętowe	10,5	2,5
razem	100,0 %	100,0 %
Wreszcie na:		
Rzeszę Niemiecką	64,4 %	76,8 %
zagranicę	35,6	23,2
razem	100,0 %	100,0 %

W Zakładach Brown Boveri jest udział procentowy turbin przemysłowych nieco mniejszy, jeżeli chodzi o moc zainstalowaną, choć również bardzo poważny. Za to o wiele większą rolę w całokształcie produkcji fabryki spełniają inne maszyny i urządzenia, przede wszystkim sprężarki, kotły elektryczne, kotły „Velox" i t. d., o których mowa będzie w dalszym ciągu.

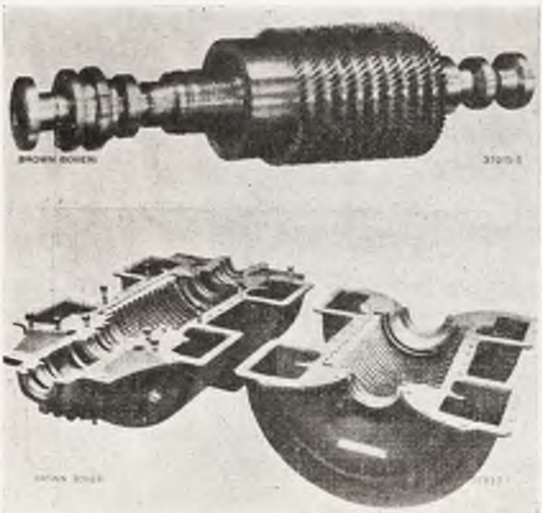
Sprężarki.

W dziedzinie sprężarek różnorodność typów uległa dalszemu bardzo ciekawemu urozmaiceniu. Tak np. Zakłady Brown Boveri budują w dużej ilości wysokoobrotowe zespoły dla celów doładowania silników spalinowych, stałych i ruchomych, składające się z dmuchawy i turbinki spalinowej zasilanej gazami wydmuchowymi motoru. Zasada działania zespołów, według patentu Büchi, jest na ogół znana (rys. 25). Dmuchawa spręża powietrze do około 1,3 *ata* i doładowuje silnik spalinowy, dzięki czemu jego moc podnosi się trwale o około 50%, a przejściowo nawet do 100%. Ponieważ to powiększenie mocy silnika odbywa się bez doprowadzenia energii w jakiej bądź formie z zewnątrz, ekonomiczność tego zespołu nie ulega oczywiście wątpliwości. Zespół doładowujący sprzężony jest z silnikiem spalinowym tylko termicznie. Praca jego włączona jest przymusowo w cykl pracy motoru i dostosowuje się samoczynnie do każdej zmiany jego obciążenia. Warunkiem poprawnej współpracy motoru i zespołu doładowującego jest jedynie stosowny dobór dysz turbinki oraz charakterystyki dmuchawy, tak aby całość pracowała stale w sferze najlepszej sprawności.

Pod względem rozmiarów przedstawiają się zespoły doładowujące bardzo skromnie. Przy lądowym silniku Diesela zespół jest rzeczywiście znikomo mały i nie powiększa praktycznie powierzchni rzutu motoru. Zależnie od przeznaczenia (silnik lądowy stały, wagon motorowy, samolot) wykonuje się zespoły z rozmaitymi ilościami obrotów, do 30.000 *P/min!* W każdym wypadku koła turbinki i dmuchawy osadzone są na wspólnym sztywnym wale, gdyż zespół musi oczywiście pracować spokojnie przy każdej ilości obrotów od zera do normalnej.

Do nieco wyższych ciśnień wykonuje się dmuchawy dwustopniowe. Do jeszcze wyższych, które potrzebne są w celu doładowania palenisk kotłowych i różnych procesów chemicznych, budują Zakłady Brown Boveri dmuchawy o przepływie powietrza osiowym, zupełnie analogiczne w konstrukcji do turbin reakcyjnych, tylko że przepływ odbywa

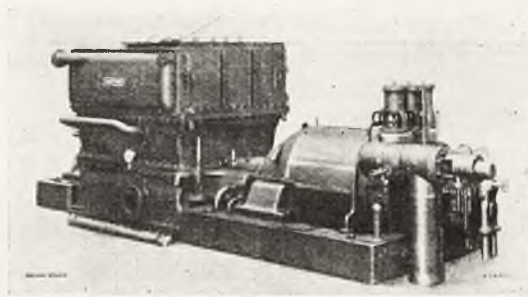
się w przeciwnym kierunku. Posiadają one zwykle we wszystkich stopniach zwinięte profile łopatkowe. Jest to konstrukcja nawskroś oryginalna, nadająca się szczególnie do sprężania dużych ilości gazu przy niezbyt wysokim ciśnieniu sprężania. (rys. 26). Sprężanie następuje na skutek impulsu udzielanego masie powietrza przez obracające się łopatki sprężarki, przy czym powietrze przyśpiesza się osiowo. W następującym za każdym wieńcem wirnikowym dyfuzorze energia kinetyczna powietrza zamienia się w ciśnienie. Dzięki właściwej tej konstrukcji szybkobieżności otrzymują te sprężarki mniejsze wymiary aniżeli pracujące w analogicznych warunkach dmuchawy odśrodkowe.



Rys. 26. **Wielostopniowa sprężarka osiowa syst. Brown Boveri: u góry: wirnik, u dołu: osłona. (Według Brown Boveri Mitteilungen 1936, str. 111).**

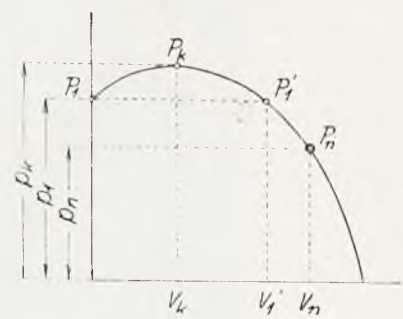
Nie tylko jednak dmuchawy, lecz także i kompresory, typ w zasadzie nie nowy, uległy znacznej ewolucji pod względem konstrukcyjnym. Zmiany widoczne są już zewnętrznie, na pierwszy rzut oka. Dotychczas przywykliśmy oglądać kompresory o zewnętrznym kształcie cylindrycznym, z chłodnicami umieszczonymi szeregiem po obu stronach i poniżej właściwego kadłuba. Nowa konstrukcja jest bardziej zwarta w budowie, zajmuje też mniej miejsca w rzucie poziomym. (rys. 27). Zewnętrzny kształt kadłuba jest prostopadłościanem o podstawie mniej więcej kwadratowej, zaś nad kadłubem i pod nim znajdują się chłodnice. Dolna część leży poniżej płyty fundamentowej i jest praktycznie dla oka niewidoczna. Dzięki nowemu sposobowi umieszczenia chłodnic uzyskuje się większe przekroje przepływu dla czynnika gazowego, zatem mniejsze straty ciśnienia; łatwiejsze jest uszczelnienie, a rury wodne są lepiej wykorzystane. Najważniejszą jednak zaletą nowej konstrukcji jest możność chłodzenia powietrza za każdym stopniem sprężania i związana z tym duża sprawność kompresora. Nawiasem zauważyć można, że dla wzmożenia przechodzenia ciepła z powietrza do wody powiększa się obecnie powierzchnię chłodzącą rur przez nalutowanie na rury spiralnych żeber z blachy miedzianej.

W przypadku sprężania mieszanek gazowych i par o własnościach trujących lub che-



Rys. 27. **Turbokompresor syst. Brown Boveri z charakterystycznym rozmieszczeniem chłodnic, nad i pod kadłubem.**

micznie aktywnych nie jest oczywiście wskazanym stosowanie chłodnic zewnętrznych. Przy chłodzeniu zaś płaszczowym komplikuje się odlew kadłuba, jest trudny do wykonania i wrażliwy w ruchu. Stosowany w tych wypadkach podział kadłuba wzdłuż płaszczyzn prostopadłych do osi nie wchodziłby tutaj w rachubę, gdyby te płaszczyzny trzeba było jednak dodatkowo uszczelniać. Zakłady Brown Boveri rozwiązały zadanie przez zastosowanie spawania, przy czym za materiał konstrukcyjny służą płyty z kwasoodpornej stali. W podobny sposób spawa się zresztą kadłuby wszystkich dmuchaw.



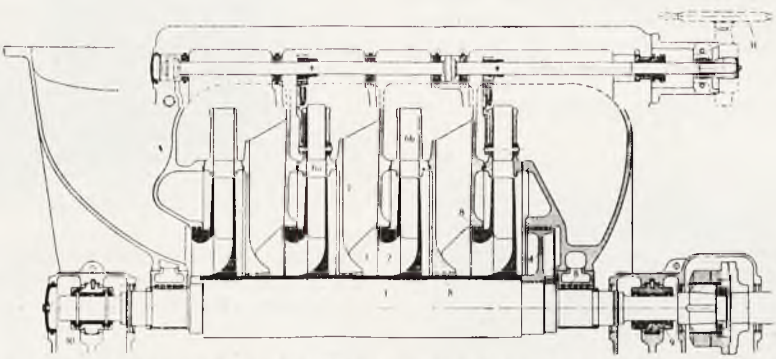
Rys. 28. **Charakterystyka sprężarki obrotowej.**

Godne uwagi są nowe sposoby regulacji sprężarek. Jak wiadomo, zadaniem regulacji sprężarek jest przede wszystkim zapewnienie im w pracy potrzebnej stateczności. Jeżeli przyjrzeć się charakterystyce sprężarki obrotowej w układzie *p-V* (rys. 28), widać że tylko prawa gałąź krzywej czyni zadość temu warunkowi. Ze zmianą wydatku *(V)* zmienia się odpowiednio ciśnienie tłoczenia *(p)*. Jeżeli jednak wydatek spada poniżej wartości krytycznej odpowiadającej t. zw. granicy pompowania (punkt „*P*“ na wykresie), ciśnienie sprężania spada poniżej ciśnienia w zbior-

niku, gaz z zbiornika cofa się i sprężarka przestaje pracować. Stan ten trwa dopóty, dopóki ciśnienie w zbiorniku nie spadnie do wartości P_1 odpowiadającej biegowi luźnemu sprężarki. W tej chwili sprężarka zaczyna tłoczyć na nowo, ale od punktu P_1', któremu odpowiada wydatek V_1'. Ponieważ wydatek ten jest za duży, gra się powtarza, co ze względu na akustyczne podobieństwo z pracą pompy tłokowej nosi — jak wiadomo — nazwę zjawiska „pompowania".

nie posiada regulacja z zaworem upustowym, polegająca na tym, że wydatek sprężarki nie spada nigdy poniżej wydatku krytycznego, a zbędny nadmiar sprężonego gazu uchodzi przez zawór w powietrze. Ekonomia tego rodzaju urządzenia jest, rzecz jasna, niewielka, ale urządzenie jest proste i znajduje dzięki temu zastosowanie, choćby obok regulacji ilości obrotów lub dławieniowej.

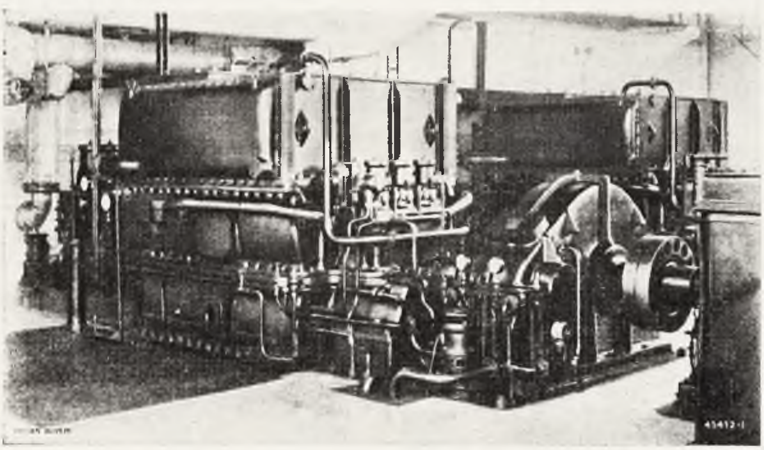
Istotny postęp w dziedzinie regulacji sprężarek stanowiła dopiero regulacja za po-



Rys. 29. Schemat sprężarki syst. Brown Boveri z regulacją za pomocą przestawnych łopatek dyfuzora. (Według katalogu f-my Brown Boveri).

Istnieją różne sposoby zapobiegania temu zjawisku, że wymienię regulację ilości obrotów, dławienie gazu w przewodzie ssącym lub zastosowanie zaworu upustowego. Zmniejszając ilość obrotów sprężarki albo dławiąc gaz w przewodzie ssącym można istotnie przesunąć punkt krytyczny ku mniejszym wydatkom sprężarki. Pierwsza alternatywa, regu-

mocą nastawnych łopatek dyfuzora, patentowana przez Zakłady Brown Boveri, pozwalająca na stateczną pracę sprężarki aż niemal do biegu luźnego przy względnie stałej sprawności i wysokim ciśnieniu sprężania. Regulacja ta przypomina swą konstrukcją żywo regulację Fink'a stosowaną do turbin wodnych. (rys. 29). Jej wadą jest wysoka cena,



Rys. 30. Turbokompresor syst. Brown Boveri z charakterystycznie rozmieszczonymi chłodnicami i regulacją za pomocą turbinki upustowej. (Według Brown Boveri Mitteilungen 1937, str. 53).

lacja ilości obrotów, nie wchodzi jednak praktycznie w rachubę przy stosowanym najczęściej napędzie sprężarki za pośrednictwem przekładni od motoru prądu zmiennego, druga zaś, dławienie gazu w przewodzie ssącym, choć w zasadzie bardzo prosta, nie działa przy wydatkach całkiem małych i obarczona jest poważnymi stratami. Poza tym w obu wypadkach trzeba się liczyć ze spadkiem ciśnienia tłoczenia. Ostatnio wymienionej wady

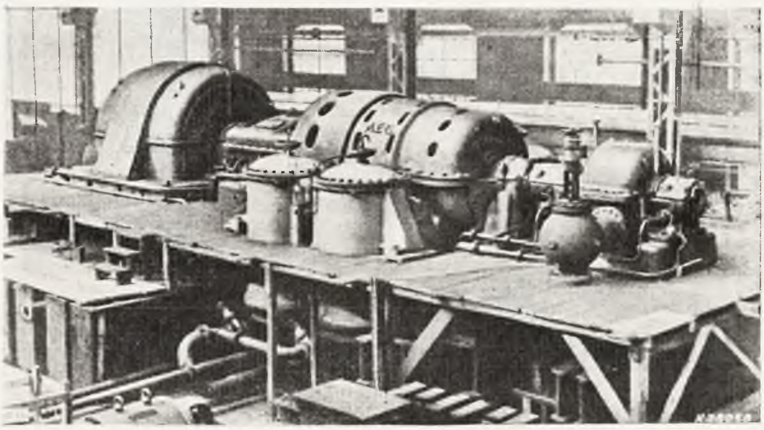
zwłaszcza gdy chodzi o sprężarki wielostopniowe, gdyż aby działała sprawnie i naprawdę ekonomicznie musi regulować, jeżeli nie we wszystkich stopniach, to przynajmniej w bardzo wielu. To zaś komplikuje mechanizm i podraża maszynę. Pomimo to cieszą się te sprężarki ze względu na swe zalety dziś jeszcze dużym popytem.

Od pewnego czasu — mam wrażenie, że jest to co najwyżej kwestia roku albo dwóch

lat — wprowadza jednak firma Brown Boveri nowy system regulacyjny będący odpowiednikiem zaworu upustowego, w tym sensie, że wydatek sprężarki istotnie nie spada nigdy poniżej wydatku krytycznego odpowiadającego granicy pompowania Zbędny nadmiar sprężonego czynnika nie uchodzi jednak przez zawór do atmosfery, ale do turbinki osadzonej na wale sprężarki, w której rozpręża się i oddaje pracę mechaniczną. Dzięki tej turbince — nazywają ją „Antipompageturbine" — sprawność regulacji upustowej utrzymuje się na znośnym poziomie.

Koło pracujące turbinki nie różni się prawie niczym od koła turbinki parowej, a segmenty dysz zasilane są normalnie z trzech zaworów grupowych, otwierających się po kolei, tak że w przypadku granicznym cała ilość powietrza sprężonego w sprężarce rozpręża się i pracuje w turbince. Zawory regulacyjne turbinki poruszane są hydraulicznie, oliwą. Ciśnienie oliwy reguluje regulator ciśnienia membranowy, reagujący na zmianę wydatku sprężarki. W małych jednostkach nie stosuje się regulacji samoczynnej i zmienia się przekroje dysz powietrznych od ręki. W tym celu umieszcza się segment dysz przesuwnie w pierścieniowym prowadzeniu. Na zewnętrznym obwodzie zaopatrzony jest segment dysz w zębaty wieniec pozostający w chwycie z ślimakiem, a ten z kolei sprzęgnięty jest z ręczną korbą. Przy obrocie korby przesuwa się segment dysz w kierunku obwodowym i albo część dysz się chowa, albo wyłania dodatkowo celem zasilania. Rzecz znamienna, że w literaturze nie było dotychczas żadnego opisu tej konstrukcji, choć jest to już, zdaje się, konstrukcja rynkowa, typ fabryczny, który „idzie". Wygląd zewnętrzny regulacji *B.B.C.* z turbinką upustową wynika z rys. 30.

Ostatnio podają Zakłady A. E. G. w sprawozdaniu za rok 1937 opublikowanym w „AEG - Mitteilungen", że wykonały w swych warsztatach 3 wielkie sprężarki o mocy 5600 *KM* każda, tym charakterystyczne, że turbinka przerabiająca energię niewykorzystanych gazów, nazwana tu „Restgasturbine", oddaje 1200 *KM* z powrotem na wał kompresora. Jest to niewątpliwie konstrukcja analogiczna do turbinki upustowej systemu *B.B.C.*, choć różniąca się, jak widać z rys. 31., wyraźnie w szczegółach.



Rys. 31. Turbokompresor syst. A. E. G. z regulacją za pomocą turbinki upustowej (Według A. E. G. Mitteilungen 1938, str. 24).

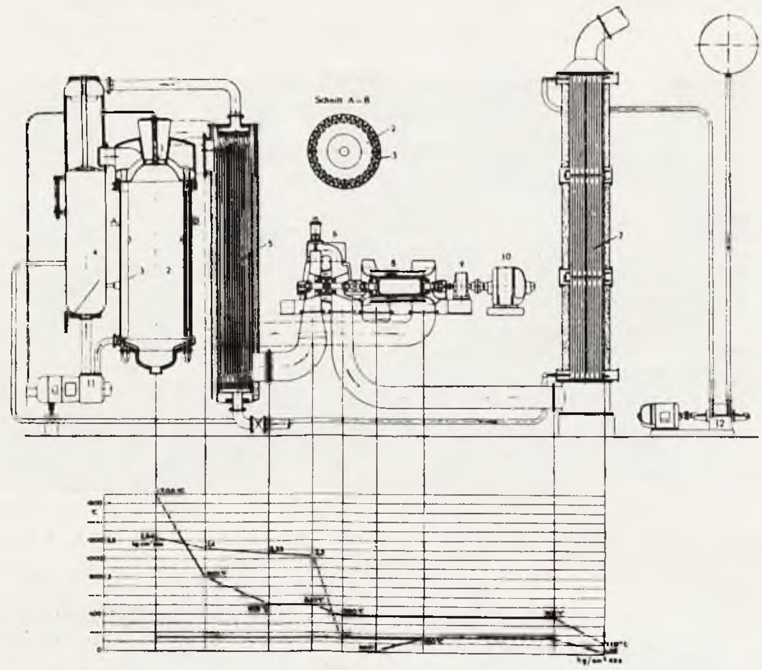
Kocioł „Velox".

Przechodzę z kolei do omówienia kotła „Velox", który uchodzi słusznie za przebój Zakładów Brown Boveri — przebój, torujący drogę dalszemu postępowi i nowym wynalazkom. Ściśle mówiąc, nie mamy tu już do czynienia z kotłem w utartym tego słowa znaczeniu, ale z urządzeniem, raczej nawet z maszyną do wytwarzania pary. Definiując bliżej działanie kotła „Velox", trzeba by go określić jako urządzenie do wytwarzania pary, charakterystyczne znacznym ciśnieniem w komorze paleniskowej, bardzo wysokimi szybkościami gazów spalinowych i zupełnie samoczynną regulacją, a wyposażone w sprężarkę powietrzną napędzaną przez turbinę spalinową. Obydwa te elementy, sprężarka i turbina spalinowa, mają tu zgoła zasadnicze znaczenie. Sprężarka służy do wytworzenia względnie podtrzymania ciśnienia w komorze paleniskowej, a napędza ją turbina zasilana gazami spalinowymi z kotła.

Celem nowej konstrukcji odbiegającej daleko pod względem budowy i własności ruchowych od znanych typów kotłowych, było stworzenie generatora pary małego wymiarami i lekkiego, a przy tym odznaczającego się dużą sprawnością, łatwością regulacji i krótkim czasem potrzebnym do uruchomienia. Problemu nie postawiono oczywiście od razu w tej skończonej formie. Pomysł „Velox'a" dojrzewał raczej stopniowo, czerpiąc obficie idee z prac rozwojowych i doświadczeń z dziedziny właściwej turbiny spalinowej, a także z dziedziny doładowania silników Diesel'a. Już w r. 1910 zbudowały Zakłady Brown Boveri turbinę spalinową systemu Holzwartha. W r. 1928 podjęto to zagadnienie

na nowo, korzystając z nagromadzonych w międzyczasie doświadczeń i znacznych postępów metalurgii. Po wypróbowaniu kilku szczegółów konstrukcyjnych zbudowano nową turbinę systemu Holzwartha o mocy 2000 *kW*. I oto zauważono w wyniku przeprowadzonych pomiarów, że w miejscach wysokich temperatur, wysokich ciśnień i dużych szybkości gazów, a więc szczególnie w dyszach i łopatkach pracujących, trzeba się zgodzić na przyjęcie niezmiernie wysokich spółczynników przechodzenia ciepła, jeżeli mają się zamknąć bilanse cieplne zachodzących procesów. Te spostrzeżenia dały impuls do przeprowadzenia rozległych doświadczeń z dziedziny przechodzenia ciepła przy wysokich szybkościach gazów i ciśnieniach rzędu kilku atmosfer. Ich plonem

stępnie w komorze paleniskowej (2) pod ciśnieniem 2 do 3,5 atmosfer. Cylindryczna komora paleniskowa wyłożona jest na obwodzie elementami grzejnymi (3). Spaliny przepływają przez nie ze znaczną szybkością, zbierają się następnie w zbiorniku, przepływają wciąż z dużą szybkością przez przegrzewacz pary (5), oddają pracę w turbinie gazowej (6) i wreszcie po przejściu przez podgrzewacz wody (7) uchodzą do komina. Powietrza potrzebnego do spalania dostarcza sprężarka (8) napędzana przez turbinę spalinową (6). Komplet sprężarki i turbiny gazowej stanowi zespół doładowujący komorę paleniskową. Do uruchomienia zespołu oraz przy wszelkich zmianach obciążenia wspiera turbinę silnik posiłkowy (10), którym może być bądź to



Ryc. 32. Schemat kotła „Velox".
1) palnik, 2) komora paleniskowa, 3) element grzejnika (odparowywacz), 4) oddzielacz (seperator) pary, 5) przegrzewacz pary, 6) turbina spalinowa, 7) podgrzewacz wody, 8) sprężarka osiowa, 9) przekładnia, 10) silnik rozruchowy (elektromotor, turbina parowa, silnik Diesel'a), 11) pompa obiegowa, 12) pompa zasilająca. Poniżej przebieg temperatur i ciśnień. (Według katalogu f-my Brown Boveri).

było znów stwierdzenie ponad wszelką wątpliwość faktu, że w tych warunkach szybkości i ciśnień osiąga się istotnie spółczynniki przechodzenia ciepła, odbiegające daleko od wartości dotychczas poznanych albo dających się obliczyć przez ekstrapolację ze znanych wzorów. Skoro do tych stwierdzeń przyłączyły się korzystne doświadczenia poczynione w międzyczasie z doładowaniem, nietrudno było już w dalszym ciągu zrealizować spalanie pod ciśnieniem, konieczne dla wytworzenia dużych szybkości spalin, a tym samym rzucić zręby pod nową, tak niezmiernie ciekawą konstrukcję.

Schemat kotła „Velox" przedstawiono na rys. 32.

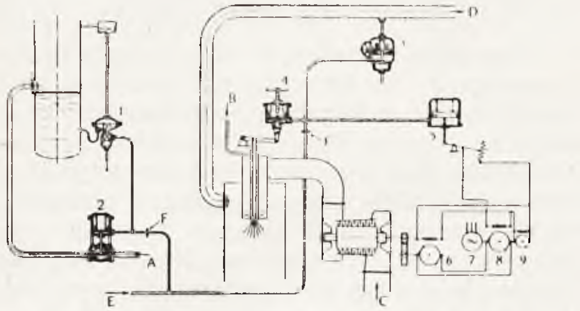
Normalnie stosowane jest paliwo płynne (ropa, mazut). Dostaje się ono do palnika (1) równocześnie z powietrzem i spala się na-

elektromotor, bądź też turbina parowa albo nawet silnik Diesel'a. Ilość obrotów zespołu zmienia się z obciążeniem kotła.

Na rys. 32 podano dodatkowo przebieg temperatur i ciśnień powietrza i gazów spalenia.

Krążenie wody zapewnia pompa obiegowa (11), przetłaczając wodę z dużą szybkością przez elementy grzejne (3). Występująca z nich mieszanka wodno - parowa dostaje się przez stosownie umieszczoną dyszę do separatora pary (4), gdzie pod wpływem siły odśrodkowej następuje wydzielenie się zawartej w mieszance wody, po czym woda wraca do pompy obiegowej (11) i łączy się tam ze świeżą wodą zasilającą podgrzaną uprzednio w podgrzewaczu (7), podczas gdy sucha para przedostaje się z kolei z seperatora do przegrzewacza (5). Znajdująca się w obiegu ilość

wody przekracza 10 do 20 razy odparowanie. Jest to, jak wykazuje doświadczenie, ilość wystarczająca dla zapewnienia urządzeniu przy zmianach obciążenia niezbędnej elastyczności aż do chwili zadziałania samoczynnej regulacji.

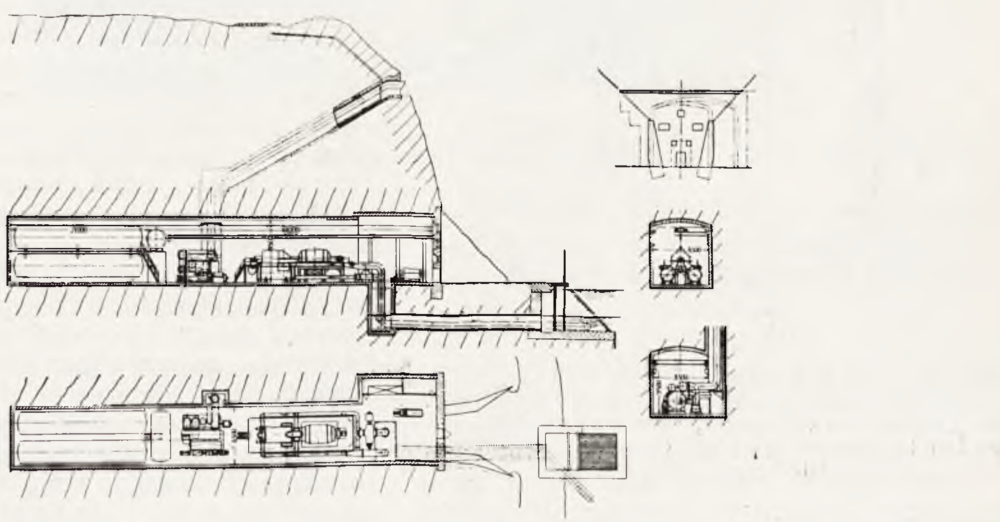


Rys. 33. Schemat samoczynnej regulacji wody zasilającej, paliwa i powietrza w kotłach syst. „Velox": 1) regulator zwierciadła wody, 2) samoczynny zawór zasilający (z serwomotorem), 3) regulator ciśnienia pary, 4) serwomotor iglicy palnika (samoczynne sterowanie paliwa), 5) samoczynne sterowanie powietrza do spalenia, 6) motor elektryczny prądu stałego, 7) motor elektryczny na prąd zmienny trójfazowy, 8) prądnica prądu stałego, 9) wzbudnica. A — woda zasilająca, B — paliwo, C — powietrze do spalenia, D — para z kotła, E — oliwa regulacyjna, F — kryza. (Według Brown Boveri Mitteilungen 1937, str. 211).

System regulacyjny obejmuje regulację wody zasilającej, paliwa i potrzebnego do spalania powietrza. Te trzy wielkości dostosowują się zupełnie samoczynnie do każdoracyjnej, a w dalszym ciągu zmienia się jednocześnie otwarcie zaworu wody zasilającej i dyszki paliwowej, oraz zmienia się odpowiednio ilość obrotów zespołu doładowującego, n. p. skutkiem przestawienia szczotek na motorze elektrycznym.

Przy nagłym wzroście obciążenia trzeba w stosunkowo krótkim czasie przyspieszyć sprężarkę; wtedy pracuje silnik posiłkowy, aż póki turbina gazowa zasilana rosnącą wciąż ilością gazów spalinowych nie podoła obciążeniu. Na odwrót dzieje się przy malejących obciążeniach, gdy n. p. elektromotor posiłkowy w celu zahamowania zespołu pracuje przejściowo jako generator.

Czas potrzebny do uruchomienia ze stanu zimnego i obciążenia kotła „Velox" jest niezmiernie krótki i wynosi od 5 do 10 minut. Dzięki temu są też straty na rozpał, zwłaszcza wobec braku obmurowania, znikomo małe. Do tego dochodzi wysoka sprawność termiczna kotłów, około 93% i więcej, i bardzo płaski przebieg krzywej sprawności aż do najmniejszych obciążeń (20%). W porównaniu z innymi kotłami typu wodnorurkowego potrzebują kotły typu „Velox" przeciętnie 2 do 4 razy mniej miejsca, nie wymagają obmurowania ani komina i nadają się, co jest w tej dziedzinie nowością, do ustawienia w hali maszyn, tuż przy silniku, dzięki czemu i parociągi wypadają krótsze i odpadają związane z nimi straty. Wymienione zalety kotłów „Velox", a jest ich jeszcze

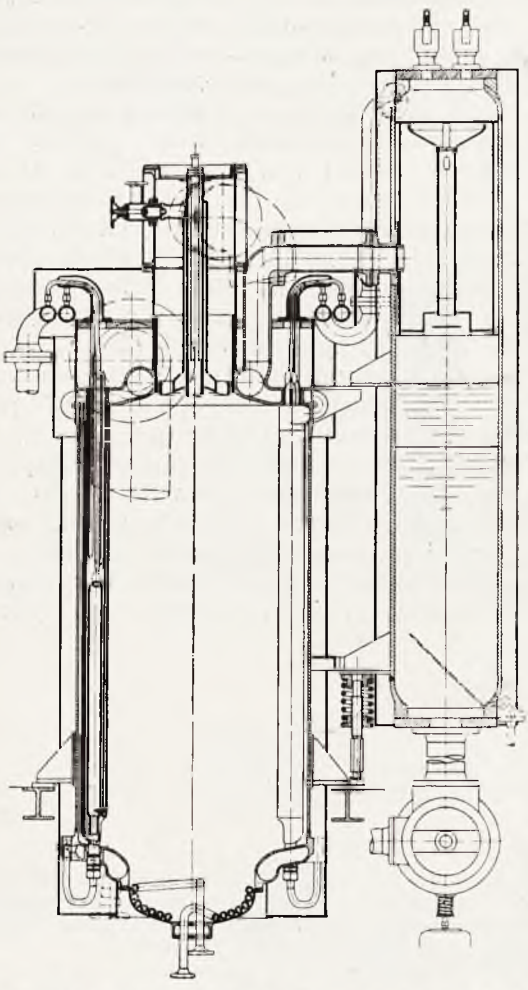


Rys. 34. Siłownia 20000 kW w schronie przeciwbombowym. Przykład zastosowania kotła syst. „Velox". (Według Brown Boveri Mitteilungen 1937, str. 6).

zowego obciążenia kotła. Wielkość zasilania zmienia się zależnie od zwierciadła wody w separatorze, dopływ zaś paliwa i powietrza stosuje się do zużycia pary, którego zmiany idące zawsze w parze ze zmianą ciśnienia rejestruje skrupulatnie regulator ciśnienia. Impulsy regulatorów przenoszą się na regulację drogą hydrauliczną, za pośrednictwem oliwy pod ciśnieniem, analogicznie jak w znanej regulacji turbinowej (rys. 33). Ze zmianą obciążenia zmienia się ciśnienie oliwy reguznacznie więcej, predestynują je w dużym stopniu do siłowni rezerwowych i szczytowych, do statków pasażerskich i wojennych, oraz do ustawienia w miastach, gdzie i miejsca jest mało i nie można wznosić kominów. Szczególnie aktualne jest zastosowanie kotłów „Velox" w siłowniach rezerwowych umieszczonych pod ziemią, w schronach przeciwbombowych. Wszystkie urządzenia muszą się tu pomieścić bądź w tunelu kutym w skale, bądź też pod ciężkim żelbetowym sklepie-

niem, którego powierzchnia powinna być znowu możliwie mała, tak ze względów bezpieczeństwa jak i z uwagi na koszt schronu (rys. 34).

Kocioł „Velox" znajduje się oczywiście jako konstrukcja młoda wciąż jeszcze w stadium rozwoju i doskonalenia. Palnik zastosowano z biegiem czasu do różnych paliw, płynnych i gazowych. W toku są próby z pyłem węglowym. W celu dostosowania kotła do pracy na statkach, zwłaszcza na łodziach



Rys. 35. **Nowa konstrukcja kotła „Velox" z przegrzewaczem umieszczonym w elementach grzejnych, wewnątrz komory paleniskowej kotła.** (Według Brown Boveri Mitteilungen 1935, str. 45).

podwodnych, próbuje się układu poziomego. Ostatnio przekonstruowano znów przegrzewacz pary, umieszczając rurki przegrzewacza w elementach grzejnych (rys. 35). Dzięki temu odpadł przegrzewacz jako element oddzielny, widoczny dla oka. Skomplikowały się przez to wyraźnie rury grzejne, ale równocześnie postąpiła też technika spawania i zagadnienie rozwiązano. Jest to niewątpliwie jedno z piękniejszych zastosowań spawania w technice maszynowej: kilka rur ułożonych koncentrycznie mieści w sobie przekroje dla gazów spalinowych, mieszanki wodno - parowej i pary przegrzanej, a całość zawieszona jest w komorze kotłowej podatnie, ze względu na naprężenia termiczne. W całym urządzeniu kotłowym niema zresztą ani jednego połączenia nitowego. W wyższym bodaj stopniu aniżeli jakakolwiek inna konstrukcja służy kocioł „Velox' za przykład celowego i świadomego zastosowania spawania. Nie dałby się wykonać w tej postaci na innej drodze.

Ogromne znaczenie dla niezawodności i sprawności kotła „Velox" posiada zespół doładowujący. Wysoka sprawność zespołu doładowującego stanowi w ogóle o powodzeniu kotła. Rzecz w tym, że moc zespołu wynosi około 30% mocy użytecznej zawartej w wytworzonej w kotle parze. I jeżeli turbina gazowa wyposażona w wysokosprawne łopatki przejęte z turbin parowych wykazała z miejsca dobrą sprawność, nie można tego bynajmniej powiedzieć o sprężarce, która w zastosowaniu do kotła „Velox" przeszła dość znaczną ewolucję, od systemu promieniowego do ściśle osiowego. Doskonałe wyniki osiągnięte z zespołem doładowującym w tej jego nowej postaci zdobyły dla niego nowe możliwości i nowe dziedziny zastosowań.

Doładowanie.

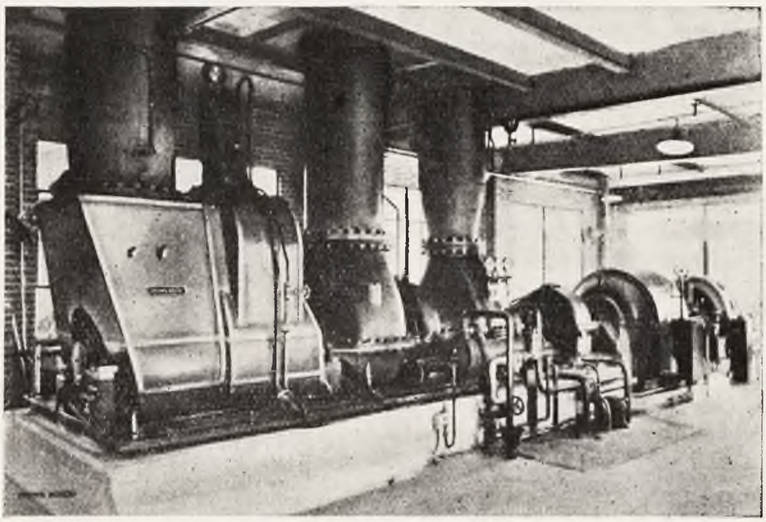
Do niedawna uważano doładowanie wyłącznie tylko za środek do zwiększenia mocy silników spalinowych, przede wszystkim silników Diesel'a [8]. W kotłach „Velox" celem doładowania stało się zwiększenie efektu cieplnego komory paleniskowej. Dzięki niemu udało się zwiększyć obciążenie komory paleniskowej mniej więcej 20-krotnie w porównaniu ze spalaniem normalnym pod ciśnieniem atmosferycznym, do około 5 do 10 milionów *kal/m³!* Ostatnio należy znów zanotować zastosowanie doładowania w procesach chemicznych, zwłaszcza w fabrykach związków azotowych i saletry, w celu usprawnienia reakcji chemicznych i lepszego wykorzystania aparatury. Wszystkie przewody gazowe i naczynia reakcyjne maleją bardzo znacznie ze wzrostem ciśnienia i szybkości gazów, same zaś procesy chemiczne oraz cieplne (w wymiennikach ciepła) przebiegają o wiele korzystniej. Doładowanie usprawnia reakcje chemiczne ilościowo i jakościowo. Ilościowo o tyle, że dzięki sprężeniu gazu czy powietrza pomieścić się może w danej przestrzeni (n. p. w cylindrze silnika spalinowego, w komorze paleniskowej kotła, w naczyniu reakcyjnym aparatury chemicznej) większa ilość czynnika, względnie że następuje energiczniejsze przechodzenie ciepła w wymiennikach ciepła; jakościowo zaś w tym sensie, że proces doładowany przebiega sprawniej, bardziej doskonale, tak n. p. spalenie jest zupełniejsze i wymaga mniejszego nadmiaru powietrza, względnie ewentualne

[8]) **Nieco szerszą wykładnię znalazło doładowanie „Wibu".**

działanie katalizatorów chemicznych jest energiczniejsze. Energia gorących gazów spalenia względnie w ogóle gazowych produktów reakcyj chemicznych może być wykorzystana w turbinie gazowej do napędu sprężarki. I jeśli ciśnienie tych gazów równa się w przybliżeniu ciśnieniu sprężania, a temperatura ich jest odpowiednio wysoka, to energia ich wystarczy z grubsza do wykonania pracy sprężania i praca silników posiłkowych potrzebna jest tylko w bardzo nieznacznej mierze. I tu dochodzimy do sedna definicji przebiegu doładowanego. Łączy on w sobie postulat wstępnego sprężenia gazu czy powietrza na równi z żądaniem, aby energię potrzebną na sprężenie wyłonił z siebie sam przebieg doładowany, bez potrzeby dostarczenia jej z zewnątrz. Na ten charakterystyczny moment zwróciłem już uwagę poprzednio, przy omawianiu doładowania silników spalinowych według systemu Büchi. I w tym świetle staje się również zrozumiała rola sprawności zespołu doładowującego. Jeżeli sprawność ta jest mała, doładowanie może się okazać niewystarczające, bądź też staje się konieczne doprowadzenie energii z zewnątrz. Na odwrót, przy dużej sprawności zespołu, może moc turbiny spalinowej pokryć nie tylko zapotrzebowanie sprężarki, ale i odrzucić pewną nadwyżkę do sieci, w formie dodatkowo wytwarzanej energii elektrycznej. Tej ewentualności można się oczywiście spodziewać tylko w zespołach dużej mocy, posiadających z natury rzeczy znaczniejszą sprawność (60 do 70%).

Zakłady Brown Boveri dostarczyły w ubiegłym roku takiego zespołu do Stanów Zjednoczonych, do jednej z rafinerii (rys. 36). Zespół składa się z osiowej sprężarki powietrznej o mocy około 4400 *kW*, z 5-ciostopniowej reakcyjnej turbiny gazowej zasilanej gorącymi gazami wylotowymi z procesu chemicznego o temperaturze 500° *C*, dostarczającej około 5300 *kW*, i z generatora synchronicznego sprzęgniętego z sprężarką poprzez przekładnię, dostarczającego około 900 *kW* do sieci. Do rozruchu służy motor posiłkowy niedużej mocy, który doprowadza zespół do około 20% normalnej ilości obrotów. W celu dalszego podwyższenia ilości obrotów wprowadza się powietrze specjalnym przewodem do pomocniczej komory paleniskowej, gdzie przy pomocy płomienia z palnika olejowego podgrzewa się je do około 500° *C* i wprowadza stąd do turbiny gazowej. Dzięki temu rośnie szybko moc turbiny i zespół osiąga w krótkim czasie przepisaną normalną ilość obrotów.

Ten typ zespołu doładowującego ma już wiele wspólnego z normalną turbiną spalinową. Właściwie to trzeba tylko zastąpić w nim proces chemiczny przez komorę paleniskową, podobnie jak w kotłach „Velox". Część wytwonej w turbinie energii poszłaby wtedy na napęd sprężarki, druga większa od pierwszej na produkcję energii elektrycznej. W kotłach typu „Velox" wykorzystuje się ciepło spalin przede wszystkim do produkcji pary. Tu gazy spalenia, opuszczając komorę paleniskową, dostałyby się od razu do turbiny. Oczywiście pozostaje trudność chłodzenia dysz i łopatek, ale kto wie czy i w tej dziedzinie nie należy oczekiwać w krótkim czasie prostych rozwiązań. W każdym bądź razie kryją w sobie przedstawione tu konstrukcje duże możliwości dla urzeczywistnienia turbiny spalinowej, który to problem staje się coraz bliższy, coraz bardziej realny.



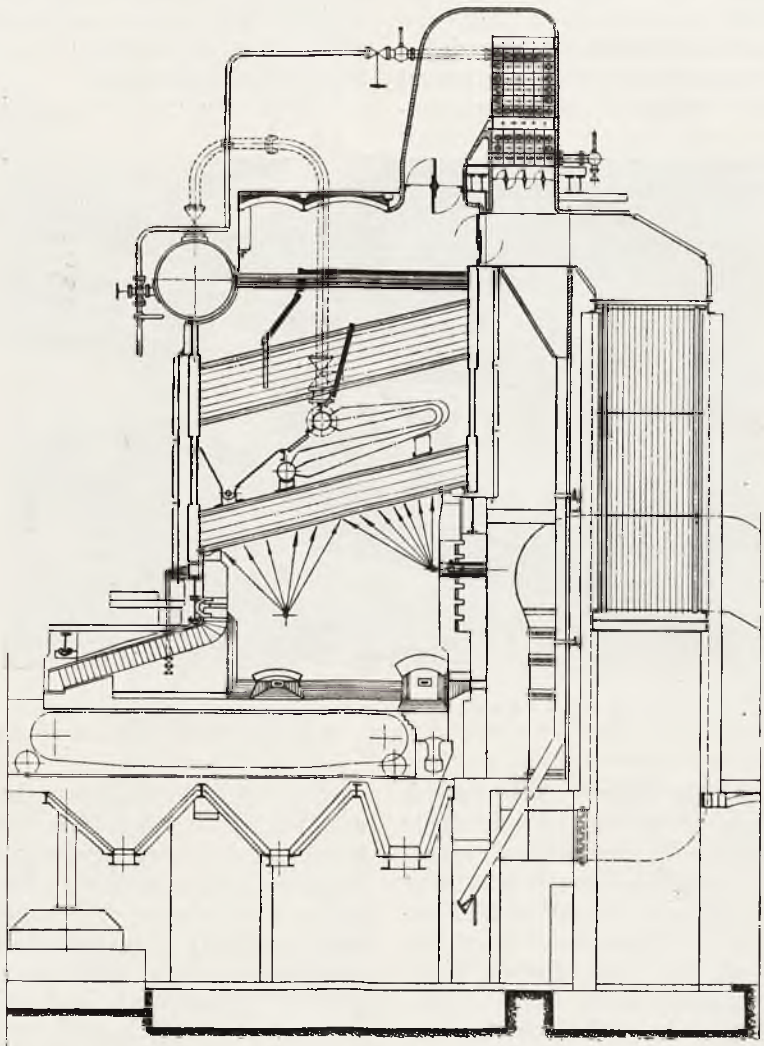
Rys. 36. Zespół złożony z sprężarki osiowej, turbiny gazowej i prądnicy, dla celów doładowania procesu chemicznego. (Według Brown Boveri Mitteilungen 1937, str. 55)

STANISŁAW BOGUSŁAWSKI, inżynier-mechanik.

ROLA PODGRZEWACZY POWIETRZA W WYSOKOPRĘŻNYCH INSTALACJACH KOTŁOWYCH [1]).

(REFERAT DZIAŁU CIEPLNEGO STOWARZYSZENIA DOZORU KOTŁÓW W POZNANIU).

Jest rzeczą charakterystyczną, że na ogół w Polsce za bardzo małymi wyjątkami nawet przy nowoczesnych instalacjach kotłowych nie są stosowane podgrzewacze powietrza, a wyzyskanie ciepła gazów uchodzących z kotła uskutecznia się tylko w podgrzewaczach wody (ekonomizerach).



Rys. 1

Tymczasem doświadczenia otrzymane z dokonanych pomiarów przy odbiorach gwarancyjnych kotłów, przy których oba rodzaje podgrzewaczy zostały zainstalowane, wykazały, że dalsze wyzyskanie ciepła spalin w podgrzewaczu powietrza daje pierwszorzędne wyniki tak pod względem wydajności jak i sprawności instalacji.

Uważam, że najbardziej pod tym względem przekonywującym będzie przedstawienie przykładu wziętego z praktyki i to właśnie stanowić będzie temat niniejszego referatu.

Chodzi tu o dwa pomiary cieplne wykonane przy tej samej instalacji kotłowej. Pierwszy z nich jest o tyle interesujący, że instalacja, o której mowa, posiadała pierwotnie dla wykorzystania ciepła uchodzących spalin tylko podgrzewacz powietrza o dużej powierzchni ogrzewanej, co można uważać za dość niezwykły eksperyment w dziedzinie techniki cieplnej.

Ponieważ palenisko kotła urządzone jest dla spalania węgla na zwykłym ruszcie łańcuchowym, przeto temperatura podgrzania powietrza musiała być ograniczoną do pewnego maximum.

Otrzymane podczas badania wyniki okazały się niezadawalniające: cyfry wydajności i sprawności kotła były znacznie poniżej tych, jakie powinny by być osiągnięte przy zasto-

[1]) Referat wygłoszony na XI Zjeździe SIMP w Warszawie w 1937 r.

sowaniu podgrzewacza wody zamiast podgrzewacza powietrza.

Wobec tak niepomyślnych rezultatów otrzymanych z pierwszej serii pomiarów, zdecydowano instalację przebudować w taki sposób, że pomiędzy kotłem i podgrzewaczem powietrza miał być wbudowany podgrzewacz wody.

Po uskutecznieniu tego projektu przystąpiono do pomiarów. Wyniki tym razem okazały się nader korzystne: wydajność i sprawność urządzenia wzrosły w sposób przechodzący oczekiwanie. Do wyników takich przyczyniło się też w znacznej mierze polepszenie warunków spalania, a to dzięki nowemu urządzeniu dla wprowadzania do komory paleniskowej ponad ruszt—powietrza wtórnego.

Kwestia ta ze względu na poważną rolę, jaką odgrywa w przebiegu procesu spalania i na jej aktualność będzie na właściwym miejscu szczegółowo omówiona.

Instalacja kotłowa, która była przedmiotem badań, składa się z kotła opłomkowego typu „Babcock" z jednym walczakiem poprzecznym o pow. ogrzew. 443 m^2, przegrzewacza pary o p. o. 89 m^2 i podgrzewacza powietrza o p. o. 809 m^2. Po przerobieniu został zainstalowany podgrzewacz wody o p. o. 445 m^2. Powierzchnia rusztu wynosi 20,2 m^2, stosunek pow. rusztu do pow. ogrz. kotła — 1 : 22 (por. rys. 1).

Przyrządy pomiarowe.

Pomiar ilościowy wody zasilającej wykonywano przy pomocy dwóch żelaznych zbiorników przelewowych, każdy o pojemności ok. 1000 *kg* wody. Przed pomiarem zbiorniki te zostały wywzorcowane. Przy obliczaniu ilości wagowej zużytego kondensatu była uwzględniona jego temperatura przy zastosowaniu wykresu sporządzonego z kilku punktów otrzymanych z przeliczenia ciężaru tej samej objętości przy różnych temperaturach.

Ważenie węgla odbywało się na dziesiętnej wzorcowanej wadze.

Do pomiaru temperatur pary i wody użyte były precyzyjne wzorcowane termometry.

I. Seria pomiarów.

W umowie na dostawę kotła były określone następujące warunki gwarancyjne:

> kocioł powinien wytworzyć w ciągu jednej godziny przy obciążeniu normalnym 13600 *kg* pary, przy wzmożonym trwałym 15000 *kg* i przy maximalnym przejściowym 17100 *kg*.

Przed omówieniem rezultatów otrzymanych z pierwszej serii pomiarów pragnę podać do wiadomości zjawisko, które nastąpiło w okresie przygotowawczym do pomiaru. Zjawisko to tym jest charakterystyczniejsze, że dotyczy odpopielenia kotła, które często traktowane jest nieco pobieżnie.

W normalnych warunkach pracy fabryki kocioł pracował w tym okresie przy dosyć małym obciążeniu, a mianowicie zapotrzebowanie pary nie przewyższało 10000 *kg* na godzinę. Z tych powodów kocioł pracował na ciąg naturalny, wytwarzany przez komin 82 *m* wysokości.

Dla odprowadzenia spalin przy obciążeniu 15000 *kg/godz.* trzeba było uruchomić ekshaustor wyciągowy. Mniej więcej po 15—20 minutach pracy ekshaustora nastąpiło wyrzucenie automatu przy silniku elektrycznym tego ekshaustora i ogień z komory paleniskowej został wyrzucony w przednią część kotła do kosza i zasieków węglowych. Nasunęło się najpierw przypuszczenie, że błąd leży w samym silniku, lecz po drobiazgowym zbadaniu została stwierdzona prawidłowość pracy silnika i należącego do niego sprzętu.

Po ponownym uruchomieniu ekshaustora zjawisko raptownego wyłączenia silnika powtórzyło się jeszcze kilkakrotnie.

Po przestudiowaniu przyszedłem do przekonania, że przyczyny tego nienormalnego zjawiska należy szukać w górnym kanale spalinowym pomiędzy kotłem a podgrzewaczem powietrza. Kanał ten posiada wyjątkowo duże wymiary, a mianowicie: długość 4,5 *m* i szerokość 4,2 *m* czyli 19 m^2 z tego powodu, że ostatni wylot spalin znajduje się z przodu kotła.

W okresie pracy kotła przy ciągu naturalnym, a więc niedużym, popiół ewent. lotny koksik spokojnie układał się w tym dużym kanale. Przy uruchomieniu ekshaustora i zwiększeniu ciągu popiół ten zaczął odrazu w większych ilościach spływać najpierw do podgrzewacza powietrza, a następnie do samego ekshaustora. Stworzyło to w nim tak duży opór, że silnik został przeciążony, co wywołało jego wyłączenie.

Zawdzięczając sprężystym zarządzeniom kierownictwa fabryki, zdołano szybko otworzyć klapy do ciągu naturalnego. W przeciwnym razie mogło nastąpić zapalenie się węgla, w zasiekach, albo zapalenie się dachu kotłowni, ponieważ ogień z komory wyrzucało aż pod sam dach na kilkanaście metrów wzwyż.

Żadnego urządzenia odpopielającego ten kanał w postaci rury spustowej wzgl. ślimaka obrotowego konstruktor nie przewidział.

Rzecz naturalna, że przy stałej pracy ekshaustora podobne zjawisko nie będzie miało miejsca, ponieważ popiół będzie stale spływał do czopucha małymi porcjami nie stwarzając dla silnika większego oporu.

Przytoczony przypadek wskazuje, że przy projektowaniu na odpowiednie odpopielenie przelotów kotła trzeba zwracać baczną uwagę.

Wydajność kotła.

Pomiary wody i węgla prowadzono w taki sposób, że w końcu każdej godziny (w przybliżeniu) poziomy podciągano do pierwotnych, dzięki czemu można było określić w przybliżeniu obciążenie kotła i odparowal-

ność węgla w odstępach godzinowych. System taki dzięki łatwej orientacji pozwala zawczasu zapobiec możliwym błędom. Tak np. w jednym wypadku dało się stwierdzić nienormalnie wysoką wielokrotność odparowania, która powstała wskutek znacznej nieszczelności jednej z zasuw umieszczonych w przewodzie tłoczącym.

Czas trwania pomiarów wynosił $6^h 03' 01''$. W tym czasie odparowano wody 90859 *kg*, co stanowi 15018 *kg/godz.* i 33,9 $kg/m^2/g$.

Wahania w obciążeniu w okresie pomiarów wynosiły: największe odchylenie od średniego w górę + 4,7%, w dół — 6,7%.

Ponieważ zapotrzebowanie pary dla fabrykacji nie przekraczało w tym okresie czasu 10000 *kg/g*, przeto nadmiar wyprodukowanej pary wpuszczano do sąsiedniego nieczynnego kotła, do którego jednocześnie była pompowana woda i mieszaninę tę przez zawór spustowy wypuszczano do kanału. Przy takiej manipulacji uniknęło się szumu powodowanego bezpośrednim wypuszczaniem nadmiaru pary w powietrze.

Sprawność kotła.

Bilans cieplny wykazuje sprawność w wysokości zaledwie 73,8%. Główną przyczyną tak niskiego współczynnika sprawności cieplnej jest niedostateczne wyzyskanie ciepła gazów odlotowych, a więc wysokie straty kominowe.

Jakkolwiek przy tak znacznych rozmiarach podgrzewacza powietrza (809 m^2) i wysokiej temperaturze gazów po wyjściu ich z kotła (348° C) możnaby uzyskać temperaturę podgrzania powietrza ponad 200°, jednak przy istniejącym systemie paleniska było to praktycznie niewykonalne, gdyż konstrukcja rusztu ruchomego temperatury takiej nie wytrzymuje, czego najlepszym dowodem, że w okresie próbnym już przy temper. 190° nastąpiło lekkie skrzywienie wału podrusztowego i jego zahamowanie. Zachodziła zatem konieczność sztucznego obniżania temperatury podgrzania powietrza do 160° — 170°, skutkiem czego temperatura spalin uchodzących do komina wynosiła jeszcze 205° C. Oczywiście ucierpiała na tym sprawność podgrzewacza, a pośrednio i całej instalacji kotłowej, gdyż straty kominowe w bilansie cieplnym, jak wykaże przeprowadzone poniżej obliczenie, wynosiły 14,9%.

I l o ś ć c i e p ł a w y c h o d z ą c e g o w r a z z e s p a l i n a m i z k o t ł a d o p o d g r z e w a c z a p o w i e t r z a oblicza się z wzoru:

$$Q_{sp} = G_{rz}\, C_p \,.\, t$$

gdzie — G_{rz} — rzeczywista ilość spalin w m^3 wytworzonych przy spalaniu 1 *kg* węgla,

C_p — ciepło właściwe mieszaniny 1 m^3 spalin,

t — temperatura spalin za kotłem.

Przy składzie pierwiastkowym węgla:

$$C = 54{,}98\%,\ H = 3{,}6\%,\ S = 0{,}8\%,\ N = 1{,}0\%,\ O = 9{,}6\%,\ H_2O = 13{,}45\%$$

z 1 *kg* węgla po spaleniu wytworzy się ilość suchych spalin:

$$G' = 8{,}98\, C + 20{,}96 \left(H - \frac{0}{8}\right) + 3{,}33\, S + 0{,}797\, N = 8{,}98 \,.\, 0{,}5498 + 20{,}96 \left(0{,}037 - \frac{0{,}096}{8}\right) + 3{,}33 \,.\, 0{,}008 = 0{,}797 \,.\, 0{,}01 = \mathbf{5{,}496\ m^3}$$ w odniesieniu do 0° i 760 *mm* słupa *Hg*

oraz pary wodnej:

$$G'' = 11{,}19\, H + 1{,}293\, H_2O = 11{,}19 \,.\, 0{,}037 + 1{,}293 \,.\, 0{,}1345 = 0{,}581\ m^3$$

Razem

$$G = 5{,}496 + 0{,}581 = 6{,}077\ m^3$$

Teoretyczna ilość powietrza potrzebna do do spalenia 1 *kg* tego węgla będzie:

$$L_t = 8{,}98\, C + 26{,}54 \left(H - \frac{0}{8}\right) + 3{,}33 \,.\, S = 8{,}98 \,.\, 0{,}5498 + 26{,}54 \left(0{,}037 - \frac{0{,}096}{8}\right) + 3{,}33 \,.\, 0{,}008 = \mathbf{5{,}628\ m^3}$$ przy 0° i 760 *mm Hg*

Przy stwierdzonym spółczynniku nadmiaru $\alpha = 1{,}84$ rzeczywista ilość powietrza wyniesie:

$$L_{rz} = 5{,}628 \,.\, 1{,}84 = 10.356\ m^3$$

A zatem rzeczywista ilość spalin wytworzona przy spaleniu 1 *kg* powyższego węgla będzie

$$G_{rz} = 6{,}077 + (10{,}356 - 5{,}628) = 10{,}805\ m^3$$

Z tego suchych spalin

$$10{,}805 - 0{,}581 = 10{,}224\ m^3$$

Przy zawartości w spalinach za kotłem $CO_2 = 9{,}8\%$, $O_2 = 9{,}6\%$ i $N_2 = 80{,}6\%$ w 1 m^3 w 1 m^3 będzie następująca ilość poszczególnych gazów:

$$CO_2 = \frac{10{,}224 \,.\, 0{,}098}{10{,}805} = 0{,}093\ m^3$$

$$O_2 = \frac{10{,}224 \,.\, 0{,}096}{10{,}805} = 0{,}091\ m^3$$

$$N_2 = \frac{10{,}224 \,.\, 0{,}806}{10{,}805} = 0{,}762\ m^3$$

$$H_2O = \frac{0{,}581}{10{,}805} = 0{,}054\ m^3$$

Razem $1{,}000\ m^3$

Ciepła właściwe 1 mola poszczególnych gazów przy temperaturze 341° C są:

dla $CO_2 - \mu \,.\, C_p = 10{,}17$
„ O_2 „ $= 7{,}075$
„ N_2 „ $= 7{,}075$
„ H_2O „ $= 8{,}500$

i wobec tego

dla CO_2 — 0,093 . 10,17 = 0,946 $cpł/mol/1^0$ C
„ O_2 — 0,091 . 7,075 = 0,644 „
„ N_2 — 0,762 . 7,075 = 5,391 „
„ H_2O — 0,054 . 8,500 = 0,459 „

Ciepło właściwe 1 mola
mieszaniny = 7,440 $cpł/mol/1^0$ C

Wobec tego ciepło właściwe 1 m^3 mieszaniny spalin za kotłem wyniesie

$$C_p = \frac{7,440}{22,4} = \mathbf{0,332}\ cpł/m^3 \text{ przy } O^0 \text{ i } 760\ mm\ Hg$$

Podstawiając otrzymane wartości dla G_{rz}, C_p i t w zasadniczy wzór, otrzymamy ilość ciepła w spalinach za kotłem wytworzonych z 1 kg spalonego węgla:

$$Q_{sp} = 10,806 . 0,332 . 341 = \mathbf{1,232}\ cpł/kg$$

Ilość ciepła, które otrzymało powietrze w podgrzewaczu wyniesie:

$$Q_{pow} = 10,805 \left(168 . \frac{7,02}{22,4} - 20 . \frac{6,99}{22,4}\right) =$$
$$= \mathbf{500}\ Cpł/kg$$

Zatem strata ciepła w spalinach uchodzących do komina jest:
S_{sp} = 1232 — 500 = **732** $cpł/kg$, zaś w stosunku do wartości opałowej węgla Q_w = 4923 $cpł/kg$

$$S_{sp} = \frac{732}{4923} . 100 = \mathbf{14,9}\ \%$$

Sprawność podgrzewacza powietrza, jako oddzielnego elementu kotła wynosiła

$$\eta_p = \frac{500}{4923} . 100 = \mathbf{10,2}\ \%$$

W obliczeniu tym uwzględnione zostały straty powstałe wskutek znacznego oziębienia się powietrza w przewodach żelaznych prowadzących od podgrzewacza do rusztów. Spadek temperatury wynosił mianowicie 33° C i był spowodowany niedostatecznym zaizolo waniem tych przewodów.

Jakkolwiek pomiarami i obliczeniem można określić ilość ciepła wykorzystaną przez podgrzewacz powietrza oraz sprawność tego urządzenia, to jednak użytecznego skutku w postaci zysku w bilansie cieplnym cyfrowo określić się nie da z tego powodu, że wysoka temperatura powietrza dopływającego pod ruszt, a więc ciepło w nim zawarte podnosi tylko sprawność paleniska, co, w sposób nie dający się cyfrowo ująć, wpływa na sprawność całej instalacji kotłowej.

W procesie podgrzewania powietrza pozostaje jeszcze do wyjaśnienia pewne zjawisko, które na pierwszy rzut oka wydaje się niezrozumiałym.

Stwierdzone mianowicie przy pomiarze ochłodzenie spalin po przejściu przez podgrzewacz wynosiło 341 — 205 = *136*° C, natomiast powietrze zostało podgrzane z 20° do 201° C czyli o *181*° C.

Jak stwierdzono rozpiętość tych dwóch temperatur przy niższych obciążeniach kotła jeszcze się zwiększała. Otóż cała pozorna nielogiczność zjawiska polega na tym, że spaliny ogrzały w rzeczywistości mniejszą ilość powietrza, aniżeli to wypada z teoretycznego obliczenia.

Zjawisko, o którym mowa, spotyka się często i zostało ono już wszechstronnie oświetlone w fachowej literaturze. (Prof. inż. W. Gumz „Die Luftvorwärmung im Dampfkesselbetrieb", Dr inż. Possner „Die Abkühlung der Rauchgase durch Luftvorwärmung. Spezifische Rauchgasabkühlung"). W obu przytoczonych pracach stosunek ochłodzenia spalin do podgrzania powietrza określa się terminem „ochłodzenie właściwe" (Spezifische Abkühlung). Z zestawionych tablic wynika, że przez podgrzewacz tym mniej przechodzi powietrza im więcej przedostaje się go do komory paleniskowej i przelotów kotła przez różne nieszczelności w obmurowaniu (t. zw. fałszywe powietrze). A zatem wyprowadzona przed tem ilość powietrza w wysokości 10,356 m^3/kg będzie się składała z dwóch części: powietrza ogrzanego w podgrzewaczu i powietrza chłodnego zasysanego przez nieszczelności w obmurzu, które w danym wypadku rzeczywiście istniały.

Prof. Gumz na podstawie swych studiów określa, że ilość tego dodatkowego chłodnego powietrza może dochodzić do 20% ogólnej ilości powietrza, które przyjęło dział w spalaniu paliwa.

Poniższe obliczenie wykaże, jaki udział w naszym przykładzie bierze powietrze „fałszywe" w ogólnej ilości potrzebnego powietrza. Obliczenie to przeprowadzimy według metody dr Possnera, przy czym dla ułatwienia sprowadzamy je znów do 1 mola.

Z pierwiastkowego składu użytego węgla: $C = 0,5498$, $H = 0,037$, $S = 0,008$, $O = 0,096$, $N = 0,01$, $H_2O = 0,1345$ znajdujemy, iż dla spalenia potrzebna będzie ilość tlenu:

$$\frac{C}{12} + \frac{h}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} = 0,0523\ ml.$$

Przy pełnym spaleniu otrzymamy:

1) dwutlenku węgla:

$$\frac{C}{12} + \frac{S}{32} = 0,0461\ ml.$$

2) pary wodnej:

$$\frac{h}{2} + \frac{W}{18} = 0,0260\ ml.$$

3) azotu:

$$\frac{0,0523 . 79}{21} = 0,1968\ ml.$$

W okresie pomiarów kilkakrotnie wykonana została analiza spalin w górnej części komory. Stwierdzono, że zawartość CO_2 wynosiła *11,0%* i O_2 — 7,8% i wobec tego spółczynnik nadmiaru powietrza w komorze:

$$\alpha_k = \frac{21}{21 - \frac{70}{81,2} . 7,8} = 1,57$$

Obliczymy teraz następujące 3 spółczynniki, a mianowicie:
1) Spółczynnik, wpływający na zmianę objętości spalin w komorze i za kotłem

$$\alpha_v = \frac{1,57 \; 0,0523 + 0,1968}{0,0461 + 0,0260 + (1,84 - 0,21)\,(0,0523 + 0,1968)} = \mathbf{0,82}$$

2) Spółczynnik wpływający na ciężar właściwy spalin

$$\alpha_\gamma = \frac{[0,0461 + 0,0260 + (1,84 - 0,21)\,(0,0523 + 0,1968)] . 28,96}{0,0461 . 44 + 0,0260 . 18,02 + (1,84 - 0,21)\,(0,0523 + 0,1967) . 28,96} = \mathbf{0,97}$$

3) Spółczynnik wpływający na ciepło właściwe spalin:

$$\alpha_{cp} = \frac{0,0461 . 44 + 0,0260 . 18,02 + (1,84 - 0,21)\,(0,0523 + 0,1968) . 28,96}{0,0461 . 10,01 + 0,0260 . 8,46 + (1,84 - 0,21)\,(0,0523 + 0,1968) . 7,06} \cdot \frac{7,0273}{28,96} = 0,975$$

„Właściwe ochłodzenie" spalin w naszym przykładzie będzie następujące:

$$\tau = \frac{341^0 - 205^0}{201^0 - 20^0} = \frac{136^0}{181^0} = 0,75$$

Jeżeli przyjąć, że sprawność podgrzewacza wynosi 0,95, to możemy obliczyć, jaka faktycznie ilość powietrza została w podgrzewaczu podgrzana

$$\tau = 0,75 = \frac{\alpha_v . \alpha_g . \alpha_{cp} . V}{\eta} = \frac{0,82 . 0,97 . 0,975 . V}{0,95}$$

$$\text{i } V = \frac{0,75 . 0,95}{0,82 . 0,97 . 0,975} = 0,92$$

A więc chłodnego powietrza do komory paleniskowej przedostawała się reszta, t. j. 8% ogólnej ilości powietrza.

Reasumując wyniki tej pierwszej serii pomiarów, podczas których sprawność kotła osiągnięto zaledwie 73,8%, a wydajność 15 *tn/g* przy obciążeniu wzmożonym otrzymano z trudnością, należy uznać je jak dla kotła nowoczesnego za zupełnie niezadawalniające i nie wystarczające.

W sprawozdaniu zalecono zainstalowanie jako koniecznego elementu każdego opłomkowego kotła podgrzewacza wody, tym bardziej, że w rozwiązaniu konstrukcyjnym dzięki układowi instalacji trudności nie przewidywano. Do przebudowy wkrótce przystąpiono i po zainstalowaniu podgrzewacza wody o powierzchni ogrzewalnej 445m^2 zwykłej konstrukcji o rurach żebrowych, i wykonaniu urządzenia dla wtórnego powietrza dokonano drugiej serii pomiarów.

II Seria pomiarów — ich przebieg i wyniki.

Gwarancje i ich warunki wyszczególnione w umowie były następujące:

„Podgrzewanie wody w ekonomizerze wynosić ma 41 — 42°C, a zatem z 80° na 121 — 122°C. Stopień wydajności cieplnej całej instalacji złożonej z kotła, przegrzewacza pary, ekonomizera, podgrzewacza powietrza oraz instalacji wtórnego powietrza wynosić będzie:

przy obciążeniu 13000 *kg* pary na godz. 82%
„ „ 15000 „ „ „ „ 81%

Powyższe cyfry gwarancyjne obowiązują pod założeniem, że pod kotłami będzie spalany miał węglowy o dolnej wartości cieplnej 4600 — 5000 *cal.*, o wielkości ziaren 3 — 10 *m*, że obmurze, kanały powietrzne i gazowe będą praktycznie zupełnie szczelne, dalej pod założeniem czystych powierzchni ogrzewalnych oraz dostatecznego ciągu do odprowadzenia wyprodukowanej ilości gazów. Próby gwarancyjne będą przeprowadzone na podstawie polskich norm odbiorczych *PN/U* — 104 nie później jak w 3 miesiące po oddaniu instalacji do ruchu".

Po uruchomieniu przebudowanego kotła zaobserwowano znaczną różnicę tak w ilości spalonego węgla jak też i wydajności kotła.

Jeżeli przed przebudową z trudnością osiągano wydajność 15 *tn/g* to teraz z łatwością otrzymano 16,5 *tn/g*. Ponieważ przy tym obciążeniu kocioł obecnie stale pracuje, więc wydajność taką można uznać za normalną. W przeliczeniu na 1 m^2 pow. ogrzewalnej i godzinę daje to cyfrę 37 *kg*.

Tak wybitne zwiększenie wydajności kotła w pierwszym rzędzie spowodowane zostało niewątpliwie ustawieniem podgrzewacza wody. Przedtem kocioł otrzymywał stosunkowo chłodną wodę, mianowicie o temperaturze 75°C. Po ustawieniu ekonomizera kocioł był już zasilany wodą o temperaturze *155°*.

Przy normalnym typie opłomkowo-sekcyjnym kotła pierwotne zasilanie zbyt chłodną wodą musiało wywoływać zaburzenia i nieprawidłowości w obiegu, co pociągnęło za sobą zmniejszenie się spółczynnika przechodzenia ciepła „*k*" a skutkiem tego zmniejszoną ilość wytwarzanej pary.

(D. c. n.)

K. BOREJKO, inż.

PĘKNIĘCIE PODŁUŻNEGO SZWA WALCZAKA KOTŁA PAROWEGO.

W jednej z fabryk na początku r. b. zdarzył się wypadek pęknięcia blachy walczaka, wmontowanego przed dziewięciu laty. Uszkodzony kocioł był typu wodno - rurkowego, budowy 1912 r., 16 *atn* i 433 m^2 p. o.

Kotłownia fabryczna posiada cztery kotły powyższego typu. Kotły te znajdowały się pod t. zw. wzmocnionym dozorem ze względu na posiadanie denek starego typu oraz z powodu pękania wadliwie dopasowanych dzwon walczaka na połączeniu walczaka z siodłami.

Pęknięte dzwono (rys. 1) posiadało świadectwo hutnicze z dnia 17 września 1937 r. którego wynika, że blacha pochodziła ze spustu nr. 9259, zaopatrzona była w nr. porządkowy 952 i posiadała następujące własności: wytrzymałość na rozciąganie — 35,4 kg/mm^2, wydłużenie — 28%.

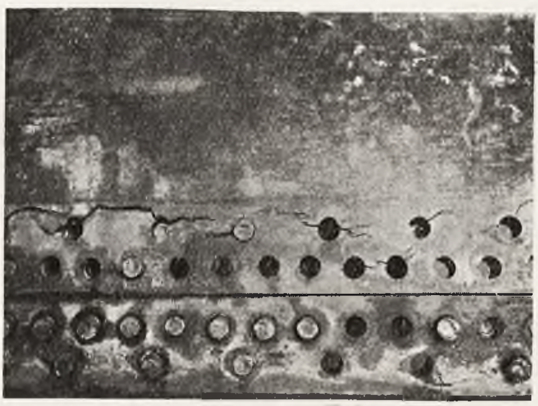
Corocznie przeprowadzana rewizja wewnętrzna ani od strony wody ani od strony ognia nie ujawniła żadnych uszkodzeń. Żadnych pod tym względem wskazówek nie dała również ostatnia próba wodna przeprowadzona w 1935 r. Nawet już po pęknięciu blachy dokonana próba wodna ujawniła jedynie nieszczelności nitów i podłużnego szwa. Dopiero po wycięciu nitów stwierdzono pęknięcie blachy dzwona walczaka o szerokości kilku milimetrów. Blacha powyższa poddana została analizie chemicznej, badaniom mechanicznym i metalograficznym w Zakładzie Metalografii Akademii Górniczej w Krakowie.

Najcenniejsze wyniki dały badania chemiczne, metalograficzne i badania twardości. Przy porównywaniu bowiem wyników prób na rozciąganie osiągniętych w Zakładzie Metalograficznym (por. Tab. I) z danymi świadectwa hutniczego nie można stwierdzić większych różnic.

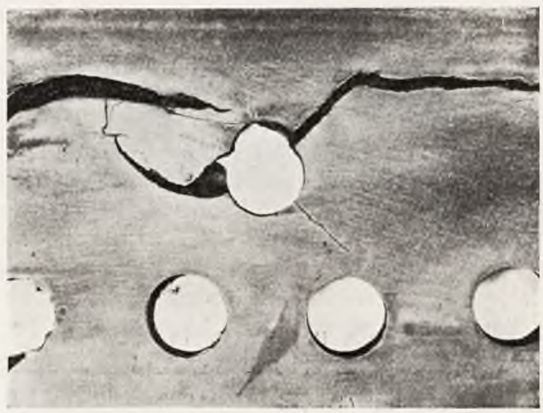
Dopiero badania chemiczne, metalograficzne i na twardość wyjaśniają przyczynę i powód pęknięcia blachy w tak niebezpieczny sposób.

TABLICA I.

Miejsce próby	Kierunek	Q_r kg/mm^2	R_r kg/mm^2	A_{10} %	A_5 %
W pobliżu pęknięcia	równoległy	25,7	37,2	29,5	36,5
j. w.	j. w.	28,7	37,4	25,0	28,8
Daleko od pęknięcia	j. w.	24 5	35,9	29,5	36,5
j. w.	j. w.	26,5	35,9	32,5	37,4
W pobliżu pęknięcia	prostopadły	niewyraźny	36,4		31,2
j. w.	j. w.	j. w.	36.0		34,0
Daleko od pęknięcia	j w.	j. w.	36,2		35,5
j. w.	j. w.	j. w.	35,4		33,9



Rys.1



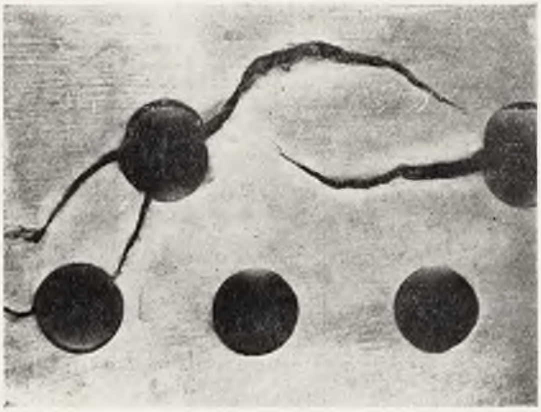
Rys. 2

Badania makroskopowe przeprowadzone na powierzchni pękniętej blachy w różnych jej miejscach nie ujawniły większych skupień siarki i fosforu. Dopiero w przekroju blachy równoległym do pęknięcia stwierdzono większe zanieczyszczenia. Zanieczyszczenia skupione były przy tym przede wszystkim w środku grubości blachy. Analiza chemiczna (por. Tab. II) wykazała duże różnice składu

TABLICA II. **Analiza chemiczna pękniętej blachy.**

Pierwiastek	*x*	*y*
C	0,09 — 0,08	0,12 — 0,13
Mn	0,46	0,48
Si	0,006	0,006
P	0,057	0,080
S	0,069 — 0,071	0,103 — 0,102

chemicznego materiału pomiędzy próbką wziętą ze środka (y) i z całego przekroju blachy (X). Różnice w zawartości siarki, fosforu i węgla pochodzą z likwacji. Wyniki badań na twardość przedstawia Tab. III. Dwa



Rys. 3

skrajne szeregi cyfr dotyczą skrajnych części przekroju, szereg zaś środkowych centralnej jego części.



Rys. 4

TABLICA III.

88	96	96	96	101	97	98	98	98
112	116	119	110	112	112	114	114	112
98	101	92	96	95	88	86	95	98

Środkowa strefa, w której likwacia występuje wydatniej posiada twardość od 110 kg/mm^2 do 116 kg/mm^2. Bliżej powierzchni blachy twardość jej wynosi od 88 kg/mm^2 do 101 kg/mm .

Badania mikroskopowe, przeprowadzone w różnych partiach blachy wykazują niejednorodność jej struktury, warstwowość, nadmierną ilość węgla i żużli. Próbki trawione odczynnikiem Fry ujawniły na powierzchni blachy, pomiędzy otworami nitowymi (rys. 2 i 3), oraz w przekroju blachy (rys. 4, 5 i 6) t. zw. linie płynności wzajemnie się przecinające. Linie te świadczą o działaniu naprężeń ponadsprężystych. Takie same linie płynności ujawnione zostały na odległości



Rys. 5

200 *mm* od pęknięcia i dopiero na odległości około 1000 *mm* linie te zanikają. Zjawisko powyższe świadczy o niedopuszczalnym naprężeniu blachy przy dopasowywaniu otworów blachy walczaka do otworów w obustronnych łupkach uszkodzonego dzwona.



Rys 6

Opisany powyżej wypadek świadczy nietylko o zastosowaniu do budowy kotła nieodpowiednich materiałów ale i o niewłaściwościach popełnionych przy montażu kotła, które spowodować mogą ciężkie wypadki przy pracy takich kotłów, a to ze względu na trudność ujawnienia uszkodzenia.

Druk. „Zgoda" J. Klimczak i S-ka. Zielna 47 Tel. 619-57.